

T.C.  
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**OTOMOBİL KLİMA SİSTEMİNDE R134a YERİNE  
R1234yf KULLANIMININ TEORİK ve DENEYSEL  
İNCELENMESİ**

**DOKTORA TEZİ**

**Alpaslan ALKAN**

**Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ**  
**Enstitü Bilim Dalı : ENERJİ**  
**Tez Danışmanı : Doç. Dr. Ahmet KOLİP**

**Ocak 2015**

T.C.  
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

OTOMOBİL KLİMA SİSTEMİNDE R134a YERİNE  
R1234yf KULLANIMININ TEORİK ve DENEYSEL  
İNCELENMESİ

DOKTORA TEZİ

Alpaslan ALKAN

Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ

Bu tez 20 / 01 / 2015 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oybirliği ile kabul edilmiştir.



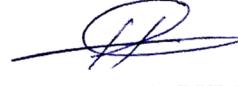
Prof. Dr. Murat HOŞÖZ

Jüri Başkanı



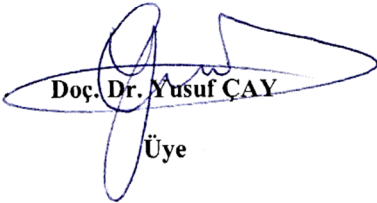
Prof. Dr. İsmet ÇEVİK

Üye



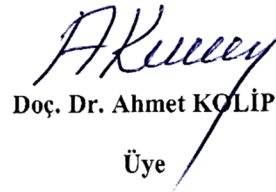
Doç. Dr. Hüseyin BULGURCU

Üye



Doç. Dr. Yusuf ÇAY

Üye



Doç. Dr. Ahmet KOLİP

Üye

## ÖNSÖZ

Tez çalışmam süresince çalışmalarımı teşvik eden, her türlü yardımlarını esirgemeyen Danışmanım Sn. Doç. Dr. Ahmet KOLİP'e teşekkür ederim. Tez izleme jürimde bulunan, değerli katkı ve görüşleri ile çalışmalarına yön veren Sn. Prof. Dr. Murat HOŞÖZ, Prof. Dr. Fethi HALICI ve Doç. Dr. Yusuf ÇAY'a teşekkür ederim. Tez çalışmamı DABAP-2012-05-04-011 ve BAP-2012-50-02-014 numaralı projeler ile destekleyen Sakarya Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Komisyonuna teşekkür ederim. Tez çalışmam süresince sıkıntılara katlanarak desteklerini esirgemeyen aileme teşekkürlerimi sunarım.

# İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ .....	ii
İÇİNDEKİLER.....	iii
SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ.....	vi
ŞEKİLLER LİSTESİ.....	ix
TABLolar LİSTESİ.....	xix
ÖZET .....	xx
SUMMARY .....	xxi
BÖLÜM 1.	
GİRİŞ.....	1
BÖLÜM 2.	
LİTERATÜR ARAŞTIRMASI .....	4
BÖLÜM 3.	
OTOMOBİL KLİMA SİSTEMLERİ .....	15
3.1. Otomobil Klima Sistemlerinde Kullanılan Soğutucu Akışkanlar .....	16
3.1.1. Dichlorodifluoromethane (R12).....	17
3.1.2. Tetrafluoroethane (R134a).....	17
3.1.3. Tetrafluoropropene (R1234yf).....	18
3.2. Otomobil Klima Sisteminde Kullanılan Elemanlar .....	18
3.2.1. Kompresör .....	18
3.2.2. Kondenser .....	21
3.2.3. Evaporatör.....	22
3.2.4. Genleşme valfleri .....	24
3.3. Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimi .....	27
3.3.1. Buhar sıkıştırılmalı soğutma çevriminin enerji analizi .....	29

3.3.2. Buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminin ekserji analizi .....	31
<b>BÖLÜM 4.</b>	
<b>TEORİK ÇALIŞMA.....</b>	<b>33</b>
4.1. Otomobil Klima Sisteminin Termodinamik Modellemesi .....	33
4.1.1. R1234yf ve R134a soğutucu akışkanların evaporatör ile kondenser doyma basınçlarının modellenmesi .....	36
4.1.2. R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları için soğutma çevriminin kondenser çıkış noktasındaki termodinamik özelliklerinin modellenmesi .....	37
4.1.3. R1234yf ve R134a soğutucu akışkanların soğutma çevriminin kompresör giriş noktasındaki özelliklerinin modellenmesi .....	39
4.1.4. R1234yf ve R134a soğutucu akışkanların soğutma çevriminin kompresör çıkış noktasındaki özelliklerinin modellenmesi.....	42
4.1.5. R1234yf ve R134a soğutucu akışkanların soğutma çevriminin genleşme elemanının çıkış noktasındaki özelliklerinin modellenmesi .....	48
4.1.6. Termodinamik modelleme sonuçları.....	52
4.2. Otomobil İklimlendirme Sistemi Elemanların Modellenmesi.....	55
4.2.1. Klima kompresörünün modellenmesi .....	56
4.2.2. Isı değiştiriciler .....	60
4.2.3. Bilgisayar simülasyonu sonuçları .....	68
<b>BÖLÜM 5.</b>	
<b>DENEYSEL SİSTEMİN TANITILMASI VE TERMODİNAMİK ANALİZ.....</b>	<b>75</b>
5.1. Deneysel Sistemin Tanıtılması.....	75
5.1.1. Deneysel otomobil klima sisteminin soğutma çevrimi bileşenleri .....	76
5.1.2. Deneysel otomobil iklimlendirme sisteminin performans ölçüm cihazları.....	81
5.1.3. Deneysel otomobil iklimlendirme sisteminin deney koşullarını oluşturan sistemler.....	87
5.1.4. Deneysel otomobil klima sistemi veri toplama ve kontrol sistemi	92

5.1.5. Deneysel otomobil klima sisteminin çalışması.....	95
5.1.6. Deneysel çalışma karşılaştırma şartları .....	99
5.2. Deneysel Sistemin Termodinamik Analizi .....	100
5.2.1. Deneysel otomobil klima sisteminin enerji analizi hesaplamalarında izlenen prosedür .....	101
5.2.2. Deneysel otomobil klima sisteminin ekserji analizi hesaplamalarında izlenen prosedür .....	102
BÖLÜM 6.	
DENEYSEL SONUÇLAR.....	105
6.1. Soğutucu Akışkan Olarak R134a Kullanılan Otomobil Klima Sisteminin Deney Sonuçları .....	105
6.2. Soğutucu Akışkan Olarak R1234yf Kullanılan Otomobil Klima Sisteminin Deney Sonuçları .....	117
6.3. Soğutucu Akışkan Olarak R1234yf ve R134a Kullanılan Otomobil Klima Sisteminin Karşılaştırmalı Deney Sonuçları .....	129
6.4. Soğutucu Akışkan Olarak R1234yf ve R134a Kullanılan Otomobil Klima Sisteminin Kondenser ile Evaporatör Hava Akımı Hızlarının Etkisinin Karşılaştırmalı Deney Sonuçları .....	142
6.5. Soğutucu Akışkan Olarak R1234yf ve R134a Kullanılan Otomobil Klima Sistemlerinde İç Isı Değiştiricisi Kullanılmasının Performansa Etkisinin Sonuçlarının Deneysel Olarak Karşılaştırılması .....	154
BÖLÜM 7.	
SONUÇLAR .....	167
KAYNAKLAR .....	185
EKLER.....	191
ÖZGEÇMİŞ .....	194

## SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ

$A \dots F$	: Polinom sabit katsayılar
$A_d$	: Dış alan ( $m^2$ )
$A_f$	: Kanatçık yüzey alanı ( $m^2$ )
$A_i$	: İç alan ( $m^2$ )
$b$	: Dik kanatçık yüksekliği (m)
CFC	: Kloroflorokarbon
$CO_2$	: Karbondioksit
$c_p$	: Sabit basınçta özgül ısı ( $kJ\ kg^{-1}\ ^\circ C^{-1}$ )
$D_{cy}$	: Klima kompresörü silindir çapı (m)
$\dot{E}_d$	: Yok edilen ekserji (W)
$G$	: Kütleli hız ( $kg\ s^{-1}\ m^{-1}$ )
GWP	: Küresel ısınma potansiyeli
$h$	: Soğutucu akışkanın özgül entalpisi ( $kJ\ kg^{-1}$ )
HCFC	: Hidrokloroflorokarbon
HFC	: Hidroflorokarbon
$j$	: Colburn boyutsuz ısı transfer katsayısı
$k$	: Isı iletim katsayısı ( $Wm^{-1}\ ^\circ C^{-1}$ )
$l$	: Kanatçık uzunluğu (m)
$l_l$	: Kanatçık hava deliği genişliği (m)
$l_p$	: Kanatçık hava deliği eni (m)
$L_{st}$	: Klima kompresörü silindir stroku uzunluğu(m)
$\dot{m}$	: Kütleli debi ( $g\ s^{-1}$ )
$N$	: Silindir sayısı
$n_{komp}$	: Klima kompresör devri (d/d)
ODP	: Ozon tüketim potansiyeli
$P$	: Basınç (kPa)

$p_f$	: Kanatçıklar arası mesafe (m)
$Pr$	: Prandtl sayısı
$p_t$	: Isı değiştirici kanallar arası uzaklık (m)
$\dot{Q}_{evap}$	: Soğutma kapasitesi (W)
$\dot{Q}_{kond}$	: Kondenserden atılan ısı (W)
$Re$	: Reynolds sayısı
$Re_{tp}$	: Kanatçık hava deliğine bağlı Reynolds sayısı
$s$	: Özgöl entropi ( $\text{kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1}$ )
STK	: Soğutma tesir katsayısı
$T$	: Sıcaklık ( $^{\circ}\text{C}$ )
TXV	: Termostatik genleşme valfi
$T_0$	: Mutlak çevre sıcaklığı (K)
$U$	: Toplam ısı transfer katsayısı ( $\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$ )
$u_m$	: Akışkanın ortalama hızı ( $\text{m s}^{-1}$ )
$\dot{V}_p$	: Klima kompresörü hacimsel debisi ( $\text{m}^3 \text{dak}^{-1}$ )
$V_{evap}$	: Evaporatör üzerinden geçen hava akımının hızı ( $\text{m s}^{-1}$ )
$V_{kond}$	: Kondenser üzerinden geçen hava akımının hızı ( $\text{m s}^{-1}$ )
$\dot{W}_{komp}$	: Kompresör gücü (W)
$W_t$	: Kanal genişliği (m)
YSA	: Yapay sinir ağları
$\rho$	: Yoğunluk ( $\text{kg m}^{-3}$ )
$\eta_d$	: Isı değiştiricisi dış yüzey verimi
$\eta_f$	: Kanatçık verimi
$\eta_s$	: İzentropik verim
$\eta_v$	: Volümetrik verim
$\mu$	: Dinamik viskozite ( $\text{kg m}^{-1} \text{s}^{-1}$ )
$\theta$	: Kanatçık hava deliği açısı (deg)
$\sigma$	: Yüzey gerilmesi ( $\text{N m}^{-1}$ )
$\delta$	: Kanatçık kalınlığı (m)
$\Delta T_m$	: Logaritmik ortalama sıcaklık farkı ( $^{\circ}\text{C}$ veya K)



Alt indisler

<i>cç</i>	: Soğuk akışkan çıkışı
<i>cg</i>	: Soğuk akışkan girişi
<i>d</i>	: Dış
<i>evap</i>	: Evaporatör
<i>h</i>	: Hava
<i>hg</i>	: Hava girişi
<i>i</i>	: İç
<i>komp</i>	: Kompresör
<i>kond</i>	: Kondenser
<i>r</i>	: Soğutucu akışkan
<i>s</i>	: İzantropik
<i>sç</i>	: Sıcak akışkan çıkış
<i>sg</i>	: Sıcak akışkan girişi
<i>top</i>	: Toplam
<i>valf</i>	: Genleşme valfi

## ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 3.1. Değişken kapasiteli kompresörün strok değişimini gösteren kesit resmi..	20
Şekil 3.2. Sabit kapasiteli klima kompresörünün kesit görünüm resmi. ....	21
Şekil 3.3. Otomobil klima sisteminde kullanılan kondenserin görünüm resmi .....	22
Şekil 3.4. Lamine tip evaporatör görünüm resmi .....	22
Şekil 3.5. Serpantin tip evaporatör görünüm resmi .....	23
Şekil 3.6. Termostatik genişleme valfli ve orifis tüplü otomobil klima sistemlerinin görünümleri .....	24
Şekil 3.7. Termostatik genişleme elemanı .....	25
Şekil 3.8. Orifis tip genişleme elemanı.....	26
Şekil 3.9. İdeal buhar sıkıştırırmalı çevrimin genel gösterimi ve T-s diyagramı .....	28
Şekil 4.1. Otomobil iklimlendirme sistemi soğutma çevriminin şematik görünümü.	34
Şekil 4.2. Otomobil klima sistemi termodinamik analiz programının akış diyağramı gösterimi.....	35
Şekil 4.3. Soğutucu akışkan kompresör çıkış sıcaklığının kondenser ve evaporatör sıcaklığı ile değişimi.....	53
Şekil 4.4. Kompresör gücünün kondenser ve evaporatör sıcaklığı ile değişimi. ...	54
Şekil 4.5. Soğutma kapasitesinin kondenser ve evaporatör sıcaklığı ile değişimi.	54
Şekil 4.6. Soğutma tesir katsayısının kondenser ve evaporatör sıcaklığı ile değişimi. ....	54
Şekil 4.7. Çevrimde yok edilen toplam ekserjinin kondenser ve evaporatör sıcaklığı ile değişimi.....	55
Şekil 4.8. Otomobil iklimlendirme sisteminde kullanılan ısı değiştiriciler. ....	61
Şekil 4.9. Plakalı-kanatlı tip ısı değiştiricilerinde kullanılan hava delikli kanatçık (louver) tipleri .....	61
Şekil 4.10. R134a Soğutucu akışkanına ait P-h diyagramı.....	62
Şekil 4.11. R1234yf soğutucu akışkanına ait P-h diyagramı.....	62
Şekil 4.12. Kanatçık profilleri.....	63

Şekil 4.13. Delikli kanatçık (louver) geometrilerinin görünümü. ....	65
Şekil 4.14. Evaporatör tek kanalın yüzey ve kanal içinin katı model ile hesaplanma resimleri. ....	67
Şekil 4.15. R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sisteminin simülasyon ve deneysel sonuçlarına bağlı olarak soğutma kapasitesinin kompresör devri ile değişimi. ....	69
Şekil 4.16. R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sisteminin simülasyon ve deneysel sonuçlarına bağlı olarak kompresör gücünün kompresör devri ile değişimi. ....	70
Şekil 4.17. R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sisteminin simülasyon ve deneysel sonuçlarına bağlı olarak soğutma tesir katsayısının kompresör devri ile değişimi. ....	70
Şekil 4.18. R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sisteminin simülasyon ve deneysel sonuçlarına bağlı olarak soğutucu akışkan kütleli debisinin kompresör devri ile değişimi. ....	71
Şekil 4.19. R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sisteminin simülasyon ve deneysel sonuçlarına bağlı olarak soğutucu akışkan kompresör çıkış sıcaklığının kompresör devri ile değişimi. ....	72
Şekil 4.20. R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sisteminin simülasyon ve deneysel sonuçlarına bağlı olarak evaporatör hava çıkış sıcaklığının kompresör devri ile değişimi. ....	73
Şekil 4.21. R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sisteminin simülasyon ve deneysel sonuçlarına bağlı olarak çevrimde yok edilen toplam ekserjinin kompresör devri ile değişimi. ....	74
Şekil 5.1. Deneysel otomobil klima sisteminin şematik resmi. ....	77
Şekil 5.2. Deneysel otomobil klima sisteminin katı modelleme resmi. ....	78
Şekil 5.3. Deneysel otomobil klima sisteminin soğutma çevrimi resmi. ....	79
Şekil 5.4. Deneysel otomobil klima sisteminde kullanılan kondenser ve evaporatör resmi. ....	80
Şekil 5.5. Deneysel otomobil klima sisteminde kullanılan evaporatör fanı resmi. ....	80
Şekil 5.6. Deneysel otomobil klima sisteminde kullanılan kompresör resmi. ....	80
Şekil 5.7. Deneysel otomobil klima sisteminde kullanılan Coriolis tip kütle akış sensörü. ....	82

Şekil 5.8. Sıcaklık-nem ölçüm cihazı. ....	85
Şekil 5.9. Deneysel otomobil iklimlendirme sisteminde sıcaklık-nem ve hava akımı hız sensörlerin montaj resmi. ....	85
Şekil 5.10. Deneysel otomobil klima sisteminde kullanılan hava akış transmitteri. ....	85
Şekil 5.11. Motor sürücüsü. ....	87
Şekil 5.12. Deneysel otomobil iklimlendirme sistemi elektriksel bağlantı şeması. ....	87
Şekil 5.13. Enkoder ....	89
Şekil 5.14. Isıtıcı rezistans ....	90
Şekil 5.15. 24 VDC fan motorlarının elektronik kontrol devresi kartı. ....	91
Şekil 5.16. Deneysel otomobil klima sisteminin deneysel verileri izleme ara yüzü görünümü. ....	92
Şekil 5.17. Deneysel otomobil klima sisteminin data toplama sistemi ve bileşenleri.....	93
Şekil 5.18. Deneysel otomobil klima sisteminin data toplama ve kontrol merkezi görünüm fotoğrafı.....	94
Şekil 5.19. Deneysel otomobil klima sisteminin bilgisayar kontrol ara yüzü görünümü. ....	94
Şekil 5.20. Deneysel otomobil klima sisteminin iç ısı değiştirgeçsiz soğutma durumunda çalışma şeması. ....	97
Şekil 5.21. Deneysel otomobil klima sisteminin iç ısı değiştirgeçli soğutma durumunda çalışma şeması. ....	97
Şekil 6.1. R134a soğutucu akışkanı kullanan otomobil klima sistemindeki hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak soğutma kapasitesinin kompresör devri ile değişimi.....	106
Şekil 6.2. R134a soğutucu akışkanı kullanan otomobil klima sistemindeki hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak kompresör gücünün kompresör devri ile değişimi. ....	107
Şekil 6.3. R134a soğutucu akışkanı kullanan otomobil klima sistemindeki hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak kondenserden atılan ısının kompresör devri ile değişimi. ....	108
Şekil 6.4. R134a soğutucu akışkanı kullanan otomobil klima sistemindeki hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak soğutma tesir katsayısının kompresör devri ile değişimi.....	109

- Şekil 6.5. R134a soğutucu akışkanı kullanan otomobil klima sistemindeki hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak soğutucu akışkan kütleli debisinin kompresör devri ile değişimi. .... 110
- Şekil 6.6. R134a soğutucu akışkanı kullanan otomobil klima sistemindeki hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak soğutucu akışkan kompresör çıkış sıcaklığının kompresör devri ile değişimi..... 111
- Şekil 6.7. R134a soğutucu akışkanı kullanan otomobil klima sistemindeki hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak evaporatör hava çıkış sıcaklığının kompresör devri ile değişimi..... 112
- Şekil 6.8. R134a soğutucu akışkanı kullanan otomobil klima sistemindeki hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak evaporatörde yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi. .... 113
- Şekil 6.9. R134a soğutucu akışkanı kullanan otomobil klima sistemindeki hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak kondenserde yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi..... 114
- Şekil 6.10. R134a soğutucu akışkanı kullanan otomobil klima sistemindeki hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak kompresörde yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi. .... 115
- Şekil 6.11. R134a soğutucu akışkanı kullanan otomobil klima sistemindeki hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak genleşme elemanında yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi..... 116
- Şekil 6.12. R134a soğutucu akışkanı kullanan otomobil klima sistemindeki hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak çevrimde yok edilen toplam ekserjinin kompresör devri ile değişimi..... 117
- Şekil 6.13. R1234yf soğutucu akışkanı kullanan otomobil klima sistemindeki hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak soğutma kapasitesinin kompresör devri ile değişimi..... 118
- Şekil 6.14. R1234yf soğutucu akışkanı kullanan otomobil klima sistemindeki hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak kompresör gücünün kompresör devri ile değişimi. .... 119

- Şekil 6.15. R1234yf soğutucu akışkanı kullanan otomobil klima sistemindeki hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak kondenserden atılan ısının kompresör devri ile değişimi. .... 120
- Şekil 6.16. R1234yf soğutucu akışkanı kullanan otomobil klima sistemindeki hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak soğutma tesir katsayısının kompresör devri ile değişimi..... 121
- Şekil 6.17. R1234yf soğutucu akışkanı kullanan otomobil klima sistemindeki hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak soğutucu akışkan kütleli debisinin kompresör devri ile değişimi. ... 122
- Şekil 6.18. R1234yf soğutucu akışkanı kullanan otomobil klima sistemindeki hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak soğutucu akışkan kompresör çıkış sıcaklığının kompresör devri ile değişimi..... 123
- Şekil 6.19. R1234yf soğutucu akışkanı kullanan otomobil klima sistemindeki hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak evaporatör hava çıkış sıcaklığının kompresör devri ile değişimi..... 124
- Şekil 6.20. R1234yf soğutucu akışkanı kullanan otomobil klima sistemindeki hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak evaporatörde yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi. .... 125
- Şekil 6.21. R1234yf soğutucu akışkanı kullanan otomobil klima sistemindeki hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak kondenserde yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi. .... 126
- Şekil 6.22. R1234yf soğutucu akışkanı kullanan otomobil klima sistemindeki hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak kompresörde yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi. .... 127
- Şekil 6.23. R1234yf soğutucu akışkanı kullanan otomobil klima sistemindeki hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak genişleme elemanında yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi..... 128
- Şekil 6.24. R1234yf soğutucu akışkanı kullanan otomobil klima sistemindeki hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak çevrimde yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi. .... 129

- Şekil 6.25. R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sistemindeki hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak soğutma kapasitesinin kompresör devri ile değişimi..... 131
- Şekil 6.26. R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sistemindeki hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak kompresör gücünün kompresör devri ile değişimi..... 131
- Şekil 6.27. R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sistemindeki hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak kondenserden atılan ısının kompresör devri ile değişimi..... 132
- Şekil 6.28. R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sistemindeki hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak soğutma tesir katsayısının kompresör devri ile değişimi..... 133
- Şekil 6.29. R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sistemindeki hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak soğutma tesir katsayısının Carnot soğutma te'sir katsayısına oranının kompresör devri ile değişimi..... 134
- Şekil 6.30. R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sistemindeki hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak soğutucu akışkan kütleli debisinin kompresör devri ile değişimi..... 134
- Şekil 6.31. R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sistemindeki hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak soğutucu akışkan kompresör çıkış sıcaklığının kompresör devri ile değişimi..... 135
- Şekil 6.32. R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sistemindeki hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak evaporatör hava çıkış sıcaklığının kompresör devri ile değişimi..... 136

- Şekil 6.33. R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sistemindeki hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak evaporatörde yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi..... 137
- Şekil 6.34. R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sistemindeki hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak kondenserde yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi..... 138
- Şekil 6.35. R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sistemindeki hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak kompresörde yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi..... 139
- Şekil 6.36. R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sistemindeki hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak genişleme elemanında yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi..... 139
- Şekil 6.37. R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sistemindeki hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak çevrimde yok edilen toplam ekserjinin kompresör devri ile değişimi..... 140
- Şekil 6.38. R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sistemindeki hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak otomotiv klima bileşenlerindeki yok edilen ekserjinin değişimi..... 141
- Şekil 6.39. R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sistemindeki evaporatörden geçen hava akım hızı ve kompresör devrine bağlı olarak soğutma kapasitesinin kondenserden geçen hava akımının hızı ile değişimi. .... 143
- Şekil 6.40. R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sistemindeki evaporatörden geçen hava akım hızı ve kompresör devrine bağlı olarak kompresör gücünün kondenserden geçen hava akımının hızı ile değişimi. .... 144



- Şekil 6.41. R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sistemindeki evaporatörden geçen hava akımı hızı ve kompresör devrine bağlı olarak kondenserden atılan ısının kondenserden geçen hava akımının hızı ile değişimi. .... 145
- Şekil 6.42. R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sistemindeki evaporatörden geçen hava akım hızı ve kompresör devrine bağlı olarak soğutma tesir katsayısının kondenserden geçen hava akımının hızı ile değişimi..... 145
- Şekil 6.43. R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sistemindeki evaporatörden geçen hava akım hızı ve kompresör devrine bağlı olarak soğutucu akışkan kütleli debisinin kondenserden geçen hava akımının hızı ile değişimi. .... 146
- Şekil 6.44. R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sistemindeki evaporatörden geçen hava akım hızı ve kompresör devrine bağlı olarak soğutucu akışkan kompresör çıkış sıcaklığının kondenserden geçen hava akımının hızı ile değişimi. .... 147
- Şekil 6.45. R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sistemindeki evaporatörden geçen hava akım hızı ve kompresör devrine bağlı olarak evaporatör hava çıkış sıcaklığının kondenserden geçen hava akımının hızı ile değişimi. .... 148
- Şekil 6.46. R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sistemindeki evaporatörden geçen hava akım hızı ve kompresör devrine bağlı olarak evaporatörde yok edilen ekserjinin kondenserden geçen hava akımının hızı ile değişimi. .... 149
- Şekil 6.47. R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sistemindeki evaporatörden geçen hava akım hızı ve kompresör devrine bağlı olarak kondenserde yok edilen ekserjinin kondenserden geçen hava akımının hızı ile değişimi. .... 150
- Şekil 6.48. R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sistemindeki evaporatörden geçen hava akım hızı ve kompresör devrine bağlı olarak kompresörde yok edilen ekserjinin kondenserden geçen hava akımının hızı ile değişimi. .... 152

- Şekil 6.49. R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sistemindeki evaporatörden geçen hava akım hızı ve kompresör devrine bağlı olarak genleşme elemanında yok edilen ekserjinin kondenserden geçen hava akımının hızı ile değişimi..... 153
- Şekil 6.50. R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sistemindeki evaporatörden geçen hava akımı hızı ve kompresör devrine bağlı olarak çevrimde yok edilen toplam ekserjinin kondenserden geçen hava akımının hızı ile değişimi. .... 154
- Şekil 6.51. R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sistemindeki iç ısı değiştiricili ile iç ısı değiştirgeçsiz kullanımlarının hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak soğutma kapasitesinin kompresör devri ile değişimi. .... 155
- Şekil 6.52. R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sistemindeki iç ısı değiştiricili ile iç ısı değiştirgeçsiz kullanımlarının hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak kompresör gücünün kompresör devri ile değişimi..... 156
- Şekil 6.53. R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sistemindeki iç ısı değiştiricili ile iç ısı değiştirgeçsiz kullanımlarının hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak kondenserden atılan ısının kompresör devri ile değişimi. .... 157
- Şekil 6.54. R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sistemindeki iç ısı değiştiricili ile iç ısı değiştirgeçsiz kullanımlarının hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak soğutma tesir katsayısının kompresör devri ile değişimi. .... 158
- Şekil 6.55. R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sistemindeki iç ısı değiştiricili ile iç ısı değiştirgeçsiz kullanımlarının hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak soğutucu akışkan kütleli debisinin kompresör devri ile değişimi..... 159
- Şekil 6.56. R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sistemindeki iç ısı değiştiricili ile iç ısı değiştirgeçsiz kullanımlarının hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak kompresör çıkış sıcaklığının kompresör devri ile değişimi... 160

- Şekil 6.57. R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sistemindeki iç ısı değiştiricili ile iç ısı değiştirgeçsiz kullanımlarının hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak evaporatör hava çıkış sıcaklığının kompresör devri ile değişimi..... 161
- Şekil 6.58. R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sistemindeki iç ısı değiştiricili ile iç ısı değiştirgeçsiz kullanımlarının hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak evaporatörde yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi..... 162
- Şekil 6.59. R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sistemindeki iç ısı değiştiricili ile iç ısı değiştirgeçsiz kullanımlarının hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak kondenserde yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi..... 163
- Şekil 6.60. R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sistemindeki iç ısı değiştiricili ile iç ısı değiştirgeçsiz kullanımlarının hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak kompresörde yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi..... 164
- Şekil 6.61. R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sistemindeki iç ısı değiştiricili ile iç ısı değiştirgeçsiz kullanımlarının hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak genleşme elemanında yok edilen eksejinin kompresör devri ile değişimi..... 165
- Şekil 6.62. R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sistemindeki iç ısı değiştiricili ile iç ısı değiştirgeçsiz kullanımlarının hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak çevrimde yok edilen toplam ekserjinin kompresör devri ile değişimi..... 166

## TABLolar LİSTESİ

Tablo 3.1. R12 soğutucu akışkan özellikleri.....	17
Tablo 3.2. R134a soğutucu akışkan özellikleri .....	18
Tablo 3.3. R1234yf soğutucu akışkan özellikleri.....	18
Tablo 4.1. Termodinamik analiz için sistem giriş parametreleri ve değerleri. ....	52
Tablo 4.2. Termodinamik modelleme sonuçlarının gerçek tablo değerleri ile olan doğrulukları.....	53
Tablo 4.3. Tabakalı-kanatlı ve tüp-kanatlı tip ısı değıştiricilerin kanatçık etkinliğinin geometrik şekillerine bağı denklemleri. ....	63
Tablo 5.1. Deneysel otomobil klima sistemi soğutma çevrimi bileşenleri.....	81
Tablo 5.2. Deneysel otomobil klima sistemi soğutma çevrimi klima kompresörü özellikleri. ....	81
Tablo 5.3. Coriolis tipi kütle akış ölçerin teknik özellikleri. ....	83
Tablo 5.4. Basınç transmitterleri teknik özellikleri. ....	83
Tablo 5.5. Hava akımı sıcaklık/nem sensörünün teknik özellikleri. ....	84
Tablo 5.6. Hava akış transmitteri teknik özellikleri. ....	86

## ÖZET

Anahtar kelimeler: R1234yf, R134a, Otomobil kliması, Soğutma

Bu çalışmada, R134a soğutucu akışkanına alternatif olan R1234yf soğutucu akışkanın bir otomobil klima sisteminde kullanımı teorik ve deneysel olarak araştırılmıştır. Deneysel kısımda, R1234yf ve R134a soğutucu akışkan ile çalışabilen orijinal otomobil klima sistemi parçalarından oluşan deneysel otomobil klima sistemi laboratuvar ortamında kurularak çeşitli mekanik ve elektriksel ölçüm cihazlarıyla donatılmıştır. Sistemin soğutma çevrimi, evaporatör, kondenser, sıvı tankı, kompresör, genişleme elemanı ve iç ısı değiştiriciden oluşmaktadır. Oluşturulan deneysel otomobil klima sistemi anlık olarak kontrol yapabilen ve veri alabilen sistemler ile donatılmıştır. Deneysel sistemde karşılaştırma deneyleri, kompresör devrine, kondenser ile evaporatör giriş hava akım sıcaklıkları ve hava akım geçiş hızlarına bağlı olarak gerçekleştirilmiştir. Yapılan deneyler sonucu elde edilen verilere enerji ve ekserji analizleri uygulanarak R1234yf ve R134a soğutucu akışkanlı sistemlerin çeşitli performans parametreleri belirlenmiş ve grafikler halinde karşılaştırmalı olarak sunulmuştur. Elde edilen sonuçlara göre, kompresör devri ile evaporatör ve kondenser hava akım sıcaklıklarının artması sonucu her iki sistem için de soğutma kapasitesi, kompresör gücü, kondensere atılan ısı, soğutucu akışkan kompresör çıkış sıcaklığı, soğutucu akışkan debisi ve çevrimde yok edilen toplam ekserji değerleri artar iken soğutma tesir katsayısının (STK) azalmakta olduğu görülmüştür. Evaporatör hava akım hızının artması ile her iki sistem için de soğutma kapasitesi, kompresör gücü, kondensere atılan ısı, STK, soğutucu akışkan debisi, soğutucu akışkan kompresör çıkış sıcaklığı ve çevrimde yok edilen toplam ekserji değerlerinin artmakta olduğu görülmüştür. Kondenser hava akım hızının artması ile her iki sistem için de soğutma kapasitesi, kondensere atılan ısı ve STK artmakta iken kompresör gücü, soğutucu akışkan debisi, soğutucu akışkan kompresör çıkış sıcaklığı ve çevrimde yok edilen toplam ekserji değerlerinin azalmakta olduğu görülmüştür. R1234yf soğutucu akışkanlı sistemin R134a soğutucu akışkanlı sisteme göre %1–13 arasında daha az soğutma kapasitesine, %7–12 arasında daha düşük STK ile 4–16 °C arası daha düşük kompresör çıkış sıcaklığına sahip iken %8–18 arasında daha fazla soğutucu akışkan debisine sahip olduğu görülmüştür. Her iki sisteme eklenen iç ısı değiştiricisi soğutma kapasitesi, kondensere atılan ısı, STK, soğutucu akışkan debisi, soğutucu akışkan kompresör çıkış sıcaklığını genel olarak azaltır iken çevrimde yok edilen toplam ekserji değerlerini arttırmakta olduğu görülmüştür. Bu çalışmanın teorik kısmında öncelikli olarak R1234yf ve R134a soğutucu akışkanların soğutma çevriminin çeşitli noktalarındaki termodinamik özellikleri polinom denklemler halinde modellenerek soğutma çevrimi termodinamik simülasyon programı oluşturulmuştur. Daha sonra, deneysel veriler ve soğutma çevrimi elemanlarının özelliklerinden faydalanılarak bu program ilerletilmiştir. Sonuçta, kompresör devri ile evaporatör ve kondenser hava akım sıcaklıkları ile hızlarına bağlı olarak R1234yf ve R134a kullanan sistemlerin performans değerlerini ortaya koyan bir simülasyon programı elde edilmiştir. Simülasyon sonuçları ile deneysel sonuçlar arasında yaklaşık % 2-10 arasında birbirine yakın sonuçlar elde edilmiştir.

# **THEORETICAL and EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF USING R1234yf INSTEAD OF R134a IN AN AUTOMOBILE AIR CONDITIONING SYSTEM**

## **SUMMARY**

Keywords: R1234yf, R134a, automobile air conditioner, cooling

In this study, the use of R1234yf refrigerant in an automobile air conditioning system, which is an alternative to R134a refrigerant, was investigated both theoretically and experimentally. In the experimental part of the study, an experimental R134a and R1234yf automobile air conditioning system made up from original components has been set up in the laboratory and equipped with various mechanical and electrical instruments. The refrigeration circuit of the system consists of evaporator, condenser, liquid tank, compressor, expansion valve and internal heat exchanger. The experimental automobile air conditioning system has been equipped with systems that can acquire data and control the operation of the system continually. In the experimental system, comparative tests were performed by changing the compressor speed, condenser-evaporator inlet air flow temperatures and speeds of the air streams. By applying energy and exergy analyses to the experimental system, various performance parameters of the systems using R134a and R1234yf have been determined and presented in graphics comparatively. For both systems, the results show that the cooling capacity, compressor power, condenser heat rejection rate, compressor discharge temperature, refrigerant flow rate and the rate of total exergy destruction in the refrigeration circuit increase whereas coefficient of performance (COP) decreases on rising the compressor speed and temperatures of the evaporator-condenser air streams. Furthermore, the cooling capacity, compressor power, condenser heat rejection rate, COP, refrigerant flow rate, compressor discharge temperature and the rate of total exergy destruction in the circuit increase with the speed of the evaporator air stream for both systems. The cooling capacity, condenser heat rejection rate and COP increase with the speed of the condenser air stream while compressor power, refrigerant flow rate, compressor discharge temperature and the rate of total exergy destruction in the circuit decrease with it. It was determined that R1234yf system has a less cooling capacity (in the range of 1-13 %), less COP (in the range of 7-12 %) and less compressor discharge temperature (in the range of 4-16 °C) while it has more refrigerant flow rate (in the range of 8-18 %) than R134a system. When an internal heat exchanger is added, the cooling capacity, condenser heat rejection rate, COP, refrigerant flow rate and compressor discharge temperature decrease while the rate of total exergy destruction in the circuit increases for both refrigerant cases. In the theoretical part of the study, thermodynamic properties of each refrigerant at various points of the refrigeration circuit have been modelled as polynomial equations, and a thermodynamic simulation program of the refrigeration circuit was developed. Then, utilising experimental data and specifications of the refrigeration circuit components, this program was advanced. Consequently, a simulation program yielding the performance of R1234yf and R134a systems as functions of compressor speed as well as speeds and temperatures of the evaporator and condenser air streams has been obtained. The simulation and experimental results in about 2-10% of similar results were obtained.

## **BÖLÜM 1. GİRİŞ**

Konfor amaçlı iklimlendirme sistemleri; kapalı bir ortamdaki hava sıcaklığının, izafi neminin, dolaşım hızının ve temizliğinin istenilen koşullarda tutulmasını sağlar. Bu istenilen koşullar insanlarda en iyi verimin alındığı durumlardır. İnsan metabolizmasının en iyi verimin alındığı iklimlendirme koşulları iklimlendirmede konfor bölgesi olarak tanımlanmaktadır. İnsanlar hayatlarının önemli bir bölümünü otomobillerde geçirmektedir. İnsan sağlığının ve kazaların önlenmesi için otomobil kabinindeki hava koşullarının konfor bölgesinde olması önem arz etmektedir.

Otomobillerde aktif güvenliğin sağlanması için taşıt kabininin konfor bölgesinde tutulması gerekmektedir. Yaz aylarında otomobil kabin iç ve dış sıcaklıkları, insan konfor sıcaklığının üzerine çıkabilmektedir. Bu sıcaklık yükselmesi ile vücut ısısı artmakta, kalp atış frekansı yükselmekte, terleme artmaktadır. Bunların sonucunda beyine yeterli oksijen gitmemekte, sürüş dikkati azalmakta ve trafik kazaları ile sonuçlanabilmektedir.

Otomobil iklimlendirme sistemlerinde kabin içindeki ısı konfor; kabin içerisindeki yüksek ısının dışarı atılması, havanın fazla neminin alınması, ortam için gerekli hızda hava dolaşımının sağlanması ve filtre edilmesi ile elde edilmektedir. Kış şartlarında ise ısı konfor genellikle motor soğutma suyunun ısısından yararlanılarak yapılan ısıtma ile sağlanmaktadır.

Sanayi ve teknolojinin gelişmesi, beraberinde çevresel problemleri de getirmiştir. Özellikle otomobil iklimlendirme sistemlerinde kullanılan klor atomu içeren soğutucu akışkanların ozon tabakasına zarar verdiği bilimsel araştırmalar ile ortaya konmuştur. Soğutma sistemleri 19. yüzyılın başından itibaren geliştirilmeye başlanmış ve ilk olarak soğutma sistemlerinde karbondioksit, hava, su, amonyak gibi doğal maddeler soğutucu akışkan olarak kullanılmıştır. Gelişen teknoloji ile birlikte

yapay içerikli Kloroflorokarbon (CFC) ve Hidrokloroflorokarbonlu (HCFC) soğutucu akışkanlar, soğutma sistemlerinde kullanılmaya başlanmıştır. Ancak bu maddelerin zaman içinde atmosfere karışması sonucunda sera etkisi ve ozon tabakasının tahribatı gibi çeşitli çevresel sorunlar ortaya çıkmıştır.

1987'deki Montreal Protokolü ile ozon tabakasına zarar veren klor atomu içeren soğutucu akışkanların kullanımı sınırlandırılmış ve kademeli olarak yasaklanmıştır. Bu Protokol sonucu otomobil iklimlendirme sistemlerinde kullanılan CFC ve HCFC içerikli soğutucu akışkanlar kademeli olarak yasaklanmıştır [1]. İklimlendirme sistemlerinde atmosferdeki Ozon Tüketme Potansiyeli olarak tanımlanan (ODP) değeri sıfır olan soğutucu akışkanlar kullanılmaya başlanmıştır. Bu soğutucu akışkanlar genel olarak hidrojen, flor ve karbon atomları içeren akışkanlardır.

Otomobil iklimlendirme sistemlerinde özellikle 1990'lı yıllarda ODP değeri sıfır olan Hidroflorokarbon (HFC) grubu soğutucu akışkanlar kullanılmaya başlanmıştır. Otomobil iklimlendirme sistemlerinde klor atomu içeren CFC12 yani R12 soğutucu akışkanına alternatif olarak HFC grubu soğutucu akışkanlardan olan kimyasal ve fiziksel özellikleri bakımından R12 ile benzer özellikte olan R134a soğutucu akışkanı kullanılmaya başlanmıştır. Bu soğutucu akışkana geçilmesinde en önemli etkenlerden biriside ODP değerinin sıfır olması yanında otomobil iklimlendirme sisteminde çok az değişiklikle kullanılmaya başlanmasıdır.

Günümüz şartları için bir diğer önemli konu atmosfere salınan gazların neden olduğu sera etkisi ile ölçülen ortalama sıcaklıktaki artış sonucu ortaya çıkan küresel ısınmadır. Küresel ısınma ile dünyamızda görülen mevsimlerin süreleri ve zamanları değişmeye başlamıştır. Farklı gazların küresel ısınmaya etkisi değişiklik göstermektedir. Karbondioksitin (CO<sub>2</sub>) küresel ısınmaya etkisi 1 birim kabul edilerek her bir gazın yüz yıllık zaman boyunca atmosferde oluşturduğu etki Küresel Isınma Potansiyeli (GWP) olarak tanımlanmıştır.

İklimlendirme sistemlerinde kullanılan HFC grubu soğutucu akışkanlar küresel ısınmaya etki eden başlıca gazlar arasındadır. 1997'deki Kyoto Protokolü ile GWP değeri yüksek olan HFC grubu soğutucu akışkanların kullanılmasına sınırlamalar



getirilmiş ve kademeli olarak kaldırılması kararlaştırılmıştır [2]. Avrupa Birliği Parlamentosunun aldığı karar ile 2017 yılından sonrası için GWP değeri 150'den düşük soğutucu akışkanların kullanılmasını öngörmektedir [3,4].

Otomobil iklimlendirme sisteminde kullanılan mevcut soğutucu akışkan, HFC soğutucu akışkan gurubundaki R134a soğutucu akışkanıdır. R134a soğutucu akışkanın GWP değeri 1430 birimdir [5]. Otomobil iklimlendirme sisteminde R134a soğutucu akışkanına alternatif olarak düşünülen başlıca soğutucu akışkanlar CO<sub>2</sub> (R744), R152a ve R1234yf soğutucu akışkanlarıdır. R744 soğutucu akışkanı ODP değeri 0 ve GWP değeri 1 olması ile ideal bir soğutucu akışkan görünmesine rağmen sistem çalışma basıncı mevcut akışkana göre yaklaşık on katı kadar yüksektir. R152a soğutucu akışkanı yüksek gizli ısı kapasitesine ve düşük kinematik viskoziteye sahip olması nedeni ile çok iyi ısı transfer ve termodinamik özelliklere sahip olan bir soğutucu akışkandır. Ayrıca ODP değeri 0 ve 126 GWP değerine sahiptir. Fakat R152a soğutucu akışkanı yanabilirlik özelliğine sahiptir. R1234yf soğutucu akışkanı ODP değeri olarak 0 değerine ve 4 GWP değerine sahip bir soğutucu akışkandır. Atmosferde kalma süresinin çok kısa olması ve R744'e yakın GWP değerine sahip olması nedeni ile çevreci bir soğutucu akışkandır [6,7]. Aynı zamanda sistem çalışma basıncı ile termodinamik ve termofiziksel özellikleri R134a soğutucu akışkan ile yakın özelliklere sahip olmasından dolayı aynı sistemde kullanılabilir özelliktedir. R1234yf soğutucu akışkanının tek dezavantajı düşük yanabilirlik özelliğine sahip olmasıdır.

## BÖLÜM 2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Rekabete dayalı bir alan olması nedeniyle, otomobil klima sistemlerinin deneysel performansına ilişkin yayınlar, sınırlı sayıdadır. Bu yayınlarda farklı soğutucu akışkanların performans karşılaştırmaları, matematiksel modeller ile deneysel sonuçların karşılaştırmaları, yapay sinir ağları ile modellemeler ve otomobil klima sisteminde kullanılan farklı tipteki elemanların performansa etkileri analiz edilmiştir.

Jung ve arkadaşları [8], R12 soğutucu akışkanı kullanacak şekilde tasarlanmış bir otomobil klimasında R22, R134a, R142b, RE170, R290, R600a gibi akışkanlarından oluşan soğutucu akışkan karışımlarının otomobil klima performansına etkilerini deneysel ve teorik olarak incelemiştir.

Brown ve arkadaşları [9], otomobil klima sistemleri için R134a soğutucu akışkanı ve ona alternatif olabilecek R744 soğutucu akışkanının kullanıldığı çevrim modelleri üzerinde karşılaştırmalar yapmışlardır. R134a soğutucu akışkanı kullanılan çevrimi kompresör, kondenser, genişleme elemanı ve evaporatörden; R744 kullanılan sistemi ise bunlara ek olarak ısı değiştirgeci ilave ederek düzenlemiştir. Yaptıkları analizler sonucu, R134a soğutucu akışkanı kullanılan otomobil kliması değiştirilerek R744 kullanılır hale getirildiğinde, R134a'lı çevrimden daha iyi Soğutma Tesir Katsayısı (STK) değerlerine sahip olduğunu tespit etmişlerdir. STK'daki bu farkın kompresör devrine ve çevre sıcaklığına bağlı olarak değiştiğini, kompresör devrinin ve çevre sıcaklığının yükselmesiyle sistem STK değerindeki farkın da yükseldiğini belirlemiştir.

Halimic ve Ross [10], R12 soğutucu akışkanı kullanan otomobil klima sistemlerinde soğutma kapasitesi ve STK parametrelerini, R12'ye alternatif soğutucu akışkanlar olan R401a, R290 ve R134a kullanılması durumlarındaki değerler ile karşılaştırmışlardır. R12 ye en yakın STK değerlerini veren alternatif soğutucu

akışkanın R401a, soğutma kapasitesi en yüksek akışkanın R290 ve en az çevresel zarara yol açan akışkanın ise R290 olduğunu belirlemişlerdir.

Lundberg [11], R134a kullanılan bir soğutma sistemin performans analizini gerçekleştirip kondenser çapının düşürülmesi ile R134a akışkanının miktarının azaltılabileceğini belirlemişlerdir. Ayrıca, R134a akışkanının yerine çevreye daha az zararlı bir akışkan olan R744 gazı kullanımının avantajlarını da tespit etmişlerdir.

Mager [12], soğutucu akışkan olarak R744 kullanılan bir otomobil ısı pompası/kliması sisteminin deneysel performans analizini gerçekleştirmiştir. Sistemin soğutma ve ısıtma performansı, yakıt tüketimi, uzun süreli kullanım için R134a ve R744 soğutucu akışkanların üstünlüklerini tespit etmiştir. R744 soğutucu akışkanın otomobil ısı pompası / kliması için kullanımında R134a'ya kıyasla daha iyi soğutma performansı, daha düşük yakıt tüketimi ve daha yüksek ısıtma performansı sonuçları verdiğini belirlemiştir.

Ratts ve Brown [13], buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimine göre çalışan bir otomobil klima sisteminde, kompresör devrine bağlı olarak, her bir çevrim elemanı için kayıpların değerlerini termodinamiğin II. kanununu kullanarak belirlemişlerdir. En fazla kaybın, sistemdeki kompresörde gerçekleştiğini bulmuşlardır.

Ratts ve Brown [14], başka bir çalışmalarında otomobil klima sistemindeki soğutucu akışkan miktarına bağlı olarak her bir elemandaki kayıpları belirlemişlerdir. Kaçaklar nedeniyle soğutucu akışkan şarj seviyesindeki azalmanın performans üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Bu azalmanın, düşük kondenser basıncına ve soğutucu akışkan kızgınlığında artışa neden olduğunu gözlemlemişlerdir.

Kaynaklı ve Horuz [15], bir otomobil kliması sisteminin detaylı deneysel analizini yapmışlardır. Evaporatör, kondenser ve çevre sıcaklıkları ile kompresör devrinin fonksiyonu olarak soğutma kapasitesi, kompresörde soğutucu akışkana verilen güç, soğutucu akışkan debisi, sistem STK'sı, minimum ve maksimum sistem basıncındaki değişimlerini belirlemişlerdir. Kompresör devrinin artmasıyla sistem soğutma kapasitesinin arttığını, fakat bundan dolayı kompresörün soğutucu akışkana verdiği

güç değerinin de arttığını, buna karşılık sistem STK'sının düştüğünü; kondenser sıcaklık ve basıncının evaporatör sıcaklık ve basıncına göre daha etkin olduğunu tespit etmişlerdir. Soğutucu akışkan debisinin fonksiyonu olarak kondenser, evaporatör ve çevre sıcaklıklarındaki değişimleri gözlemlemişlerdir. Evaporatöre giren hava akım sıcaklığının artmasıyla ve evaporatör yüzey sıcaklığı ile hava sıcaklığı arasındaki farkın yükselmesiyle, soğutma kapasitesindeki artışın kompresörde soğutucu akışkana verilen güç miktarından daha yüksek oranda olmasından dolayı sistemin STK değerinin yükseldiğini tespit etmişlerdir.

Li ve arkadaşları [16], bir otomobil klima sisteminde step motor tarafından kontrol edilen elektronik genişleme valfi ile soğutucu akışkanın akış kontrol metodunu geliştirmişlerdir. Bu elektronik genişleme valfi, otomobil hızı ve termostatın kapalı ya da açık konumda olması durumuna göre soğutucu akışkan debisinin değişimine hızlı bir şekilde cevap verebilmektedir. Bu araştırmada, otomobil klima sistemi için elektronik genişleme valfinin akış karakteristiklerini sunmuşlardır.

Esen ve Hoşöz [17], R12 ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klimasının deneysel performansını karşılaştırmalı olarak belirlemişlerdir. Deneysel verilere uygulanan enerji analizi sonucunda, aynı soğutma kapasitesi için R134a'nın yaklaşık % 6–7 daha düşük STK değerleri verdiği görülmüştür. STK'nın, evaporatör yükü ile arttığını, kompresör devri ve yoğuşma sıcaklığı ile birlikte ise azaldığını belirlemişlerdir. Aynı soğutma yükünde, R134a'nın R12'ye oranla yaklaşık % 20–21 daha düşük bir soğutucu akışkan kütleli debisi ile çalıştığını tespit etmişlerdir.

Ronald ve arkadaşları [18], bir otomobil ısı pompası/klimasının matematiksel modelini geliştirerek simülasyonunu yapmışlardır. Bu model üzerinde R12 ve R134a soğutucu akışkanları için soğutma ve ısıtma durumlarındaki ısıtma ve soğutma kapasitesi, kompresörde soğutucu akışkana verilen güç, soğutma durumundaki sistem STK değerleri ile ısıtma durumundaki ısıtma tesir katsayısı değerleri, ayrıca iki farklı durum için kompresör devrinin performansa etkisini belirlemişlerdir. Soğutma durumunda artan çevre sıcaklığı ile sistem STK değerinin azaldığını, ısıtma durumunda ise ısıtma tesir katsayısı değerinin arttığını tespit etmişlerdir. R12 ve R134a soğutucu akışkanlarının ısıtma ve soğutma durumları için deneysel

analizlerinde, birbirine yakın sonuçlar elde etmişlerdir. Otomobil ısı pompası/klimasında ısıtma durumunda buldukları sistem ısıtma te'sir katsayısı değerinin, soğutma durumunda buldukları STK'dan daha yüksek olduğunu gözlemlemişlerdir.

Hoşöz ve Direk [19], ısı pompası olarak çalışabilen bir otomobil klimasının soğutma ve ısıtma modlarındaki performanslarını, deneysel olarak belirlemişlerdir. Deneysel sonuçlarında, sistemin ancak çok düşük olmayan çevre havası sıcaklıklarında yeterli ısıtma kapasitesi sağladığını, fakat ısıtma tesir katsayısının, STK değerine göre daha yüksek olduğunu belirlemişlerdir. Artan kompresör devriyle birlikte soğutma ve ısıtma kapasitelerinin de arttığı, ancak ısıtma ve soğutma tesir katsayılarının düştüğünü gözlemlemişlerdir.

Hoşöz [20], deneysel bir otomobil klimasına ekserji analizi uygulayıp, sistemin bileşenlerindeki ekserji yıkımlarını sayısal olarak belirlemiştir.

Kim ve arkadaşları [21], R744 soğutucu akışkanını kullanan bir otomobil klima sisteminde çalışma parametrelerinin soğutma performansına etkilerini araştırmışlardır. Bu amaç için R744 soğutucu akışkanı ile çalışan bir otomobil klima sistemi oluşturmuşlardır. Bu sistemde farklı iki tipteki kondenser görevini göre gaz soğutucu ile evaporatör ve bir iç ısı değiştiricinin performans etkilerini ortaya koymuşlardır.

Alkan ve Hoşöz, %100 çevre havası ile çalışan ve değişken kapasiteli kompresör kullanan bir otomobil klima sisteminin genişleme elemanı olarak orifis tüp ve termostatik genişleme valfi (TXV) kullanılması durumlarındaki deneysel performanslarını karşılaştırmalı olarak sunmuşlardır [22, 23]. Aynı yazarlar, %100 çevre havası ile çalışan ve genişleme elemanı olarak termostatik genişleme valfi kullanan bir otomobil klima sisteminin sabit ve değişken kapasiteli kompresörler kullanılması durumlarındaki deneysel performanslarını karşılaştırmalı olarak araştırmışlardır [24].

Navarro ve arkadaşları [25], R1234yf, R134a ve R290 soğutucu akışkanlarını açık pistonlu buhar sıkıştırma tip kompresör kullanılan ticari araç klimasında kullanarak karşılaştırma deneylerini yapmışlardır. Karşılaştırma yaparken buharlaşma sıcaklığını  $-15^{\circ}\text{C}$  ile  $15^{\circ}\text{C}$ , yoğuşma sıcaklığını 40 ile  $65^{\circ}\text{C}$  arasında değiştirerek deneyleri gerçekleştirmişlerdir. Bu test şartlarına göre açık pistonlu buhar sıkıştırma tip klima kompresörüne soğutucu akışkanların etkilerini ortaya koymuşlardır.

Navarro-Esbri ve arkadaşları [7], bir buhar sıkıştırma tip kompresöre sahip klima sisteminde R134a ve R1234yf soğutucu akışkanların karşılaştırma deneylerini gerçekleştirmişlerdir. Bu çalışmada yoğuşma sıcaklığı, buharlaşma sıcaklığı, kızgınlık derecesi, kompresör hızının ve sistemde iç ısı değiştiricinin soğutucu akışkanların performansına etkilerini araştırmışlardır. Karşılaştırma sonucu R1234yf soğutucu akışkanının R134a soğutucu akışkanına göre %9 daha az soğutma kapasitesine ve %19 daha az STK değerine sahip olduğunu belirtmişlerdir. Sisteme eklenecek iç ısı değiştiricinin R1234yf soğutucu akışkanının performansını iyileştireceğini vurgulamışlardır.

Zilio ve arkadaşları [26], R134a soğutucu akışkanı kullanılan değişken kapasiteli kompresör, mikro kanallı kondenser ile evaporatörden oluşan kompakt bir otomobil klima sisteminde R1234yf soğutucu akışkanını test etmişlerdir. Bu test işlemini öncelikli olarak R134a soğutucu akışkanı ile daha sonra sistem üzerinde hiçbir değişiklik yapmadan R1234yf soğutucu akışkanı ile gerçekleştirmişlerdir. R1234yf'li sistem deneylerinden çıkan sonuçlara göre sistem elemanlarından termostatik genişleme elemanı üzerinde değişiklik yaparak yeni duruma göre deneyler gerçekleştirmişlerdir.

Lee ve Jung [27], R1234yf ve R134a soğutucu akışkanlı ticari tip iklimlendirme sisteminin performansını karşılaştırmak amacı ile bir açık pistonlu buhar sıkıştırma tip kompresöre sahip bir iklimlendirme deney sistemi oluşturmuşlardır. Sistemin yaz ve kış aylarındaki karşılaştırma performanslarını göz önünde bulundurarak deneyleri gerçekleştirmişlerdir. Deneyler sonucunda R134a'lı sistemin R1234yf'li sisteme göre %2.7 daha büyük STK değerine ve %4 daha fazla soğutma kapasitesine sahip olduğunu gözlemlemişlerdir.

Cho ve arkadaşları [28], R134a ve R1234yf soğutucu akışkanının aynı otomobil klima sisteminde kullanılmasını araştırmışlardır. Aynı zamanda sisteme eklenen bir ısı değiştiricinin R1234yf soğutucu akışkanlı sistem performansına etkilerini gözlemlemişlerdir. Deneyler sonucunda R1234yf soğutucu akışkanlı sistemin R134a'lı sisteme göre %7 daha az soğutma kapasitesine ve %4.5 oranında daha düşük STK'ya sahip olduğunu görmüşlerdir. R1234yf soğutucu akışkanlı sisteme eklenecek bir ısı değiştiricisi ile R134a soğutucu akışkan arasındaki bu farkın sırasıyla %1.8 ve %2.9'a düşeceğini ortaya koymuşlardır.

R1234yf soğutucu akışkanın özelliklerini ortaya konması amacı ile literatürde araştırmalar bulunmaktadır [29-33] Otomobil iklimlendirme sistemlerinde kullanılan soğutucu akışkanların deneysel performans araştırmalarına ek olarak teorik bilgisayar simülasyon modellemesi ile ilgili olarak araştırmalar yapılmıştır.

Kiatsiriroat ve Euakit [34], buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimine göre çalışan otomobil klima sistemi için R22/R124/R152a soğutucu akışkanlarından oluşan bir karışımın performans analizini gerçekleştirmişlerdir. Her bir bileşen için matematiksel yöntem geliştirerek R22 soğutucu akışkanın yüksek yoğunluğunun STK değerini düşürdüğünü tespit etmişlerdir.

Joudi ve arkadaşları [35], otomobil klima sistemlerinde çeşitli soğutucu akışkanların performans karşılaştırması için bir simülasyon modeli hazırlamışlardır. Bu model ile R12'ye alternatif akışkanlar olan R134a, R290, R600a ve bir propan ile isobütan karışımı olan R290/R600a akışkanlarının sıkıştırma basıncı, enerji tüketimi ve STK değerlerini karşılaştırmışlardır.

Lee ve Yoo [36], otomobil klima sisteminin bileşenlerinin performans analizlerini çeşitli çalışma koşulları altında deneysel ve bilgisayar simülasyonu olarak gerçekleştirmişlerdir. Otomobil klima sistemi bileşenleri olarak yalpalı plakalı tip kompresör, lamine tip evaporatör, paralel akımlı kondenser, filtre kurutucusu/sıvı tankı ve dıştan dengeli tip termostatik genişleme elemanı kullanmışlardır. Bu deneysel sistemden lamine tip evaporatörün performans analizleri sonucu ortalama

ısı transfer katsayısı ve basıncı kaybı değerlerini elde ederek evaporatör için bir bilgisayar simülasyon programı geliştirmişlerdir. Yine paralel akımlı kondenser için deneysel verilerden de yararlanarak kondenser kapasitesini tahmin eden kondenser simülasyon programı geliştirmişlerdir. Sonra bu programları birleştirerek otomobil klima sisteminin çeşitli şartlara göre performansının analizlerini yapan bir bilgisayar simülasyon programı geliştirmişlerdir.

Jabardo ve arkadaşları [37], değişken kapasiteli kompresör kullanan bir otomobil klima sistemi için bir kararlı hal modeli oluşturmuşlardır. Kondenser ve evaporatör'e giren hava akım sıcaklığı ile kompresör devri gibi çalışma parametrelerinin sistem performansı üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Bu amaçla, bir bilgisayar simülasyon programı hazırlayıp, deney sonuçlarını simülasyon sonuçlarıyla karşılaştırmışlardır. Bu bilgisayar simülasyonunda değişken kapasiteli kompresör, termostatik genişleme elemanı, mikro kanallı yoğuşturucu ve lamine tip buharlaştırıcıya sahip bir otomobil klima sisteminin kompresör hızı, buharlaştırıcı ile yoğuşturucu giriş hava akım sıcaklığına bağlı olarak teorik simülasyon modelini geliştirmişlerdir.

Esen ve Hoşöz [38] R134a ve R12 soğutucu akışkanları kullanan bir otomobil klima sisteminde soğutma çevriminin termodinamik modelini ve simülasyonunu geliştirmişlerdir. Bu amaçla bir akış diyagramı oluşturarak bir bilgisayar programı hazırlamışlardır. Buharlaşma ve yoğuşma sıcaklıkları, aşırı soğutma, kızgınlık, kütleli debi ile kompresör izantropik verim değerleri program çalışmadan önce tanıtılmaktadır. Tanıtılan değerler sonucunda program, çevrimin bütün köşe noktalarındaki soğutucu akışkan entalpi ve entropisi ile evaporatördeki soğutma yükü, kondenserden atılan ısıyı, kompresör tarafından akışkana verilen izantropik işi ve STK değerini hesaplayabilmektedir. İki farklı soğutucu akışkan içeren çevrimlere ait akış diyagramı, hal denklemleri ve çeşitli termodinamik özelliklere ait literatürdeki denklemlerden yararlanılarak hazırlamışlardır. Programın çalıştırılması ile elde edilen performans parametreleri, grafikler halinde karşılaştırmalı olarak sunmuşlardır.



Farklı otomobil klima sistemlerinin deneysel verilerinden yararlanılarak yapay zeka yöntemleri ile modellemeler bulunmaktadır. Hoşöz ve Ertunç [39], bir otomobil klimasının performansını, yapay sinir ağları (YSN) kullanarak modellemiş ve geliştirdikleri modelin başarılı sonuçlar verdiğini gözlemlemişlerdir. Yine Kamar ve arkadaşları [40], bir yolcu aracı için YSN yöntemini kullanarak çeşitli giriş koşullarına göre sistem performansların sonuçlarını elde etmişlerdir.

Literatür araştırmasından da görüldüğü gibi, R134a soğutucu akışkanına alternatif soğutucu akışkan olan R1234yf soğutucu akışkanın otomobil klima sisteminde kullanımı ile ilgili olarak detaylı deneysel performans analizi araştırmaları çok az sayıda bulunmaktadır. Ayrıca, otomobil iklimlendirme sisteminde R1234yf soğutucu akışkan ile ilgili bilgisayar simülasyon programı geliştirilmesi dar kapsamlıdır. Bu çalışmada R1234yf ve R134a soğutucu akışkanların çeşitli çalışma koşullarında test edilmesi amacı ile deneysel otomobil klima sistemi oluşturulmuştur. Aynı zamanda bu deneysel sisteme bir iç ısı değiştirici eklenerek sistem performanslarına etkisi test edilmiştir. Deneysel veriler ile termodinamik ve ısı transferi denklemleri kullanılarak bilgisayar ortamında her iki sistemin karşılaştırmasının yapılabileceği bir bilgisayar simülasyon programı geliştirilmiştir.

Bu çalışmada oluşturulan deneysel otomobil klima sistemi elektrik motoru tahrikli olarak sistemin tüm elemanları ile elektriksel ve mekaniksel ölçüm cihazlarını taşıyabilecek şekilde deney masası üzerinde kurulmuştur. Deneysel sistem, otomobil klima sisteminin gerçek ortam şartlarının oluşturulması ve deney süresince bu şartların korunması amacı ile elektronik kontrol sistemleri ile donatılmıştır. Deneysel sistem istenilen giriş şartlarının oluşturulması için kontrol sistemleri ile donatılmıştır. Aynı zamanda, otomobil klima sistemi üzerinden alınan ölçüm verileri bilgisayar ekranından anlık olarak izlenmektedir. Deneyler sonunda veriler istenilen sıklıkta kaydedilebilmektedir.

Deneysel çalışma dört aşamadan oluşmaktadır. Birinci aşamada öncelikli olarak otomobil klima sistemine R134a soğutucu akışkanı şarj edilerek iç ısı değiştiricisi soğutuma çevriminden devre dışı bırakılarak deneyler gerçekleştirilmiştir. İkinci aşamada ise R134a soğutucu akışkanlı otomobil klima sistemi soğutma çevrimine iç

ısı değiştirici de dahil edilerek deneyler yapılmıştır. Deneysel çalışmanın üçüncü aşamasına geçmeden otomobil klima sisteminden R134a soğutucu akışkanı alınarak R1234yf soğutucu akışkanı şarj edilmiştir. Bu işlemden sonra deneysel çalışmanın üçüncü aşaması olarak R1234yf soğutucu akışkanı bulunan otomobil klima sisteminde soğutuma çevrimindeki iç ısı değiştiricisi devre dışı bırakılarak deneyler gerçekleştirilmiştir. Deneysel çalışmanın dördüncü aşamasında ise R1234yf soğutucu akışkanlı otomobil klima sistemi soğutma çevrimine iç ısı değiştiricisi devreye alınarak deneyler gerçekleştirilmiştir. Deneysel çalışmanın her aşamasında, farklı kompresör devirleri, evaporatör ve kondenser giriş hava akım sıcaklık ile hızlarında deneyler gerçekleştirilmiştir.

Otomobil iklimlendirme sisteminin enerji ve ekserji analizlerinin yapılp performans karşılaştırmalarının ortaya konması için sistemde kullanılan soğutucu akışkanın ve hava akımının belirli noktalardaki basınç, sıcaklık ve izafi nem değerlerine bağlı olarak termodinamik ve termofiziksel özelliklerinin bilinmesi yada hesaplanması gerekmektedir. Soğutucu akışkanlar için deneysel olarak elde edilmiş mol kütle, kritik basınç, sıcaklık ve yoğunluk gibi değerlerine bağlı olarak hal denklemleri yardımı ile termodinamik özellikler ortaya konulmuştur. R134a soğutucu akışkanı ve hava akımı için çeşitli soğutmaya yönelik programlarda termodinamik ve termofiziksel özellikleri mevcuttur. Yeni alternatif soğutucu akışkan olan R1234yf soğutucu akışkanı için termodinamik ve termofiziksel özelliklerinin mevcut olduğu literatür çalışmaları vardır. Bu alışmalarda [41-52] Petal-Teja, Extended Corresponding State(ESC), Wagner-Type, Van Der-Waals, Peng-Robinson ve Hankinson-Thomson gibi hal denklemleri kullanılarak R1234yf soğutucu akışkanının termodinamik ve termofiziksel özellikleri belirlenmiştir. Akasaka [48] literatürdeki R1234yf soğutucu akışkanı için deneysel olarak elde edilen termodinamik ve termofiziksel değerleri yardımıyla R1234yf soğutucu akışkanı için yeni temel hal denklemini geliştirmiştir. Bu hal denklemini ile REFPROP [53] programında R1234yf soğutucu akışkanın termodinamik ve termofiziksel özellikleri sunulmaktadır. Bu çalışmada deneysel ve teorik aşamada R1234yf ve R134a soğutucu akışkanlarının performans analizi için gerekli özellikler bu programdan alınmiştir.

Bu çalışmanın teorik bilgisayar simülasyon çalışmasında öncelikli olarak otomobil klima sisteminin termodinamik modellenmesi geliştirilmiştir. Termodinamik modellemeden sonra deneysel veriler yardımıyla otomobil klima sistemi elemanlarının modellemeleri yapılarak deneysel giriş şartlarına göre otomobil klima sisteminin performans sonuçlarını ortaya koyan bilgisayar simülasyon programı oluşturulmuştur.

Otomobil iklimlendirme sisteminde kullanımı teorik olarak karşılaştırılacak olan R134a ve R1234yf soğutucu akışkanlarının termodinamik ve transport özelliklerinin modellenmesi için ABD Ticaret Bakanlığının standartlar enstitüsünün "National Institute of Standards and Technology (NIST)" adlı kuruluşunun Referans Akışkanlar Termodinamik ve Transport Özellikleri Veritabanı olan REFPROP programı temin edilmiştir [53]. REFPROP programından R134a ile R1234yf soğutucu akışkanların termodinamik ve transport özellik verileri soğutma çevriminin performans sonuçlarının elde edileceği noktalardaki fonksiyon koşullarına bağlı olarak alınmıştır. Alınan veriler MATLAB programında kullanılarak tek bilinmeyenli fonksiyon şartları için iki boyutlu eğriler elde edilmiştir. İki bilinmeyen fonksiyona bağlı şartlar için üç boyutlu yüzey eğrileri elde edilmiştir. Elde edilen iki ve üç boyutlu eğrilere MATLAB programı kullanılarak R134a ile R1234yf soğutucu akışkanların termodinamik ve transport özellikleri iki boyutlu eğriler için 10. dereceden tek bilinmeyenli, üç boyutlu eğriler için 5. dereceden iki bilinmeyenli polinom fonksiyon denklemleri halinde modellenmiştir. MATLAB-GUIDE ve MATLAB-EDITORU programları kullanılarak R134a ile R1234yf soğutucu akışkanları için soğutma çevrimi noktalarındaki termodinamik ve transport özelliklerini veren, otomobil klima sisteminin termodinamik performans sonuçlarının elde edildiği program oluşturulmuştur. Bu program yardımıyla elde edilen sonuçlar, karşılaştırmalı grafikler haline getirilmiştir.

Bu çalışmanın teorik bilgisayar simülasyonunun termodinamik modellenmesinden sonra deneysel otomobil klima sisteminden, R1234yf ve R134a soğutucu akışkanların kullanılması durumlarına göre elde edilen verilerden yararlanılarak klima sistemindeki elemanların modellemeleri yapılmıştır. Böylelikle bilgisayar ortamında deneysel giriş şartlarına bağlı olarak R134a ve R1234yf soğutucu

akışkanların performans karşılaştırmasını yapılabilen simülasyon programı geliştirilmiştir.

## **BÖLÜM 3. OTOMOBİL KLİMA SİSTEMLERİ**

Otomobil klima sistemi, dünya çapında artan sıcaklık değerleri ile taşıtlarda vazgeçilmez haline gelmiştir. Klima sistemleri taşıt kabini içerisindeki istenmeyen sıcaklığın çevreye atılmasını sağlamaktadır. Bu sistemler termodinamiğin uygulama alanlarından olan soğutma çevrimi prensibine göre çalışmaktadır. Klima sistemlerindeki soğutma çevrimleri genel olarak buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimleridir. Buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimlerinde kullanılan soğutucu akışkanlar devamlı buharlaştırılır, yoğunlaştırılır ve gaz fazında sıkıştırılır.

Buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimlerinde kabin içerisindeki ısının kabin dışına atılması soğutucu akışkanın hal değiştirmesi ile meydana gelmektedir. Otomobil klima sistemlerinde kabin içerisindeki istenmeyen ısı evaporatör içerisinde buharlaşmakta olan soğutucu akışkan tarafından çekilmektedir. Kabin içerisinden evaporatör ile soğutucu akışkan üzerine alınan ısı kondenserde soğutucu akışkanın buhar halinden sıvı haline geçmesi ile yani yoğunlaşması ile çevreye atılmaktadır. Soğutucu akışkanın evaporatörde buhar haline geçerek ısı çekebilmesi için basıncının düşürülmesi gerekmektedir. Bu amaç için evaporatör girişinde bir basınç düşürücüye ihtiyaç vardır. Bu görevi buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimlerinde genleşme elemanları yapmaktadır. Soğutucu akışkanın kondenserde yoğunlaşma ile ısı atabilmesi için soğutucu akışkan basıncının artırılması gerekmektedir. Bu amaç için buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimlerinde buhar sıkıştırımlı kompresör kullanılmaktadır. Kompresör tarafından soğutucu akışkana verilen sıkıştırma işi soğutucu akışkan basıncını ve sıcaklığını arttırmaktadır. Böylelikle soğutucu akışkanın yoğunlaşma sıcaklığı yükselerek çevre havasına ısı atarak yoğunlaşması sağlanmaktadır.

### 3.1. Otomobil Klima Sistemlerinde Kullanılan Soğutucu Akışkanlar

İklimlendirme sistemlerinde ortamda bulunan ısının alınıp başka bir ortama atılması soğutucu akışkanların özelliklerinden faydalanılarak yapılmaktadır. Soğutucu akışkanlar bu işlemi sıvı halden buhar haline ve buhar halinden sıvı haline dönüşerek sağlamaktadır. Soğutucu akışkanlar ısı geçiş kabiliyetleri yanında kullanma şartlarındaki kimyasal kararlılık, fiyat, kolay bulunabilme, kompresör yağları ve soğutma tesisatındaki malzemeler ile uyumlu olması gibi gerekli şartları da sağlamalıdır. Aynı zamanda bir iklimlendirme sisteminde kullanılan soğutucu akışkanın çevreye olumsuz etkisi hiç olmamalı veya kabul edilebilir düzeyde olmalıdır.

Soğutma sistemleri 19. yüzyılın başından itibaren geliştirilmeye başlanmış ve ilk olarak soğutma sistemlerinde karbondioksit, hava, su ve amonyak gibi doğal maddeler soğutucu akışkan olarak kullanılmıştır. Gelişen teknoloji ile birlikte yapay içerikli olan Kloroflorokarbon (CFC) ve Hidrokloroflorokarbon (HCFC) grubu soğutucu akışkanlar soğutma sistemlerinde kullanılmaya başlanmıştır. Ancak bu maddelerin zaman içinde atmosfere karışması sonucunda sera etkisi oluşturması ve ozon tabakasına zarar vermesi gibi çeşitli çevresel sorunları ortaya çıkmıştır.

1987'de ozon tabakasına zarar vermesi nedeni ile klor atomu içeren soğutucu akışkanların kullanımı sınırlandırılmış ve kademeli olarak yasaklanmıştır. Özellikle 1990'lı yıllarda ozon delme potansiyeli olmayan Hidroflorokarbon (HFC) grubu soğutucu akışkanlar kullanılmaya başlanmıştır. Otomobil iklimlendirme sistemlerinde CFC12 yani R12 soğutucu akışkanına alternatif olarak HFC grubu soğutucu akışkanlarından olan termofiziksel özellikleri bakımından R12 ye yakın ve otomobil klima sisteminde az değişiklikle sistemde kullanılabilen R134a soğutucu akışkanı kullanılmaya başlanmıştır.

1997'deki Kyoto Protokolü ile, küresel ısınma potansiyeli (GWP) yüksek olan HFC grubu soğutucu akışkanların kullanılmasına da sınırlamalar getirilmesi ve kademeli olarak kaldırılması kararlaştırılmıştır. Avrupa Birliği Parlamentosunun aldığı karar

ile 2017 yılından sonrası için GWP değeri 150'den düşük soğutucu akışkanların kullanılmasını öngörmektedir [3, 4].

### 3.1.1. Dichlorodifluoromethane (R12)

Kloroflorokarbon grubundan olan Dichlorodifluoromethane (R12) soğutucu akışkanı klor, flor ve karbondan oluşan ve kimyasal formülü  $CF_2Cl_2$  olan bir soğutucu akışkandır. Otomobil klima sistemlerinde kullanılan ilk kimyasal içerikli soğutucu akışkanlardandır. 1995 yılına kadar otomobil klima sistemlerinde ağırlıklı olarak kullanılan R12 soğutucu akışkanı 1 Ocak 2001 tarihi itibariyle ozon tabakasına zarar vermesi ve küresel ısınma faktörünün yüksek olması nedeni ile kullanımı yasaklanmıştır. Tablo 3.1'de R12 soğutucu akışkanının özellikleri verilmiştir.

Tablo 3.1. R12 soğutucu akışkan özellikleri:

Moleküler formülü	$CCl_2F_2$
Molar kütle	120,91 g mol <sup>-1</sup>
Yoğunluk	1,486 g/cm <sup>3</sup> (-29,8 °C)
Ergime noktası	-157,7 °C
Kaynama noktası	-29,8 °C
Buhar basıncı	568 kPa (20 °C)

### 3.1.2. Tetrafluoroethane (R134a)

Moleküler formülü  $CH_2FCF_3$  şeklinde olan tetrafluoroethane (R134a) soğutucu akışkanı R12 soğutucu akışkanın ozon tabakasına zarar vermesi nedeni ile geliştirilmiştir. R134a soğutucu akışkanı 1990'lı yıllardan itibaren R12 ile çalışan otomobil klima sistemine uyumlu kitler ile kullanılmaya başlanmıştır. 1994 yılından itibaren de tüm yeni araçlarda R134a'lı soğutucu akışkanlı otomobil klima sistemlerine geçilmiştir. R134a soğutucu akışkanın ozon tabakasına zarar vermemesi R12'ye alternatif soğutucu akışkan olarak kullanımını yayınlattırıştır. Ancak günümüzün en büyük sorunu olan GWP değerinin yüksek olması ile GWP değeri düşük yeni alternatif doğal veya kimyasal soğutucu akışkanların kullanılmasının gerekliliği ortaya çıkmıştır.

Tablo 3.2. R134a soğutucu akışkan özellikleri:

Moleküler formülü	$\text{CH}_2\text{FCF}_3$
Molar kütle	102,03 g/mol
Yoğunluk	0,00425 g/cm <sup>3</sup> , gas
Ergime noktası	-103,3°C
Kaynama noktası	-26,3°C

### 3.1.3. Tetrafluoropropene (R1234yf)

2,3,3,3-Tetrafluoropropene veya HFO-1234yf (R1234yf),  $\text{CH}_2=\text{CFCF}_3$  formülüne sahip florlu hidrokarbonlu bir soğutucu akışkandır. Günümüzde iklimlendirme sistemlerinde kullanılan soğutucu akışkanın yüksek GWP değerine sahip olması nedeni ile geliştirilen düşük GWP değerli kimyasal bir soğutucu akışkandır. R1234yf soğutucu akışkanının 4 GWP değerine sahiptir. R134a soğutucu akışkanın atmosferdeki yaşam ömrü 12 yıl olmasına karşın R1234yf soğutucu akışkanın 11 gündür [5].

Tablo 3.3. R1234yf soğutucu akışkan özellikleri:

Moleküler formülü	$\text{C}_3\text{H}_2\text{F}_4$
Molar kütle	114 g/mol
Yoğunluk	1,1 g/cm <sup>3</sup> , 25 °C
Kaynama noktası	-30 °C

## 3.2. Otomobil Klima Sisteminde Kullanılan Elemanlar

### 3.2.1. Kompresör

Otomobil klima sisteminde kullanılan kompresör; evaporatörden düşük basınçta kızgın buhar halinde gelen soğutucu akışkana sıkıştırma işi vererek yüksek basınçta kızgın buhar haline getirmektedir. Aynı zamanda evaporatör ısı yükü ile yüklü soğutucu akışkanı evaporatörden uzaklaştırarak, gelen soğutucu akışkana yer temini sağlamaktır. Otomobil klima sistemlerinde, günümüze kadar kanatlı, sarmal, radyal, iki silindirli pistonlu ve yalpalı plakalı türlerdeki kompresörler kullanılmıştır.

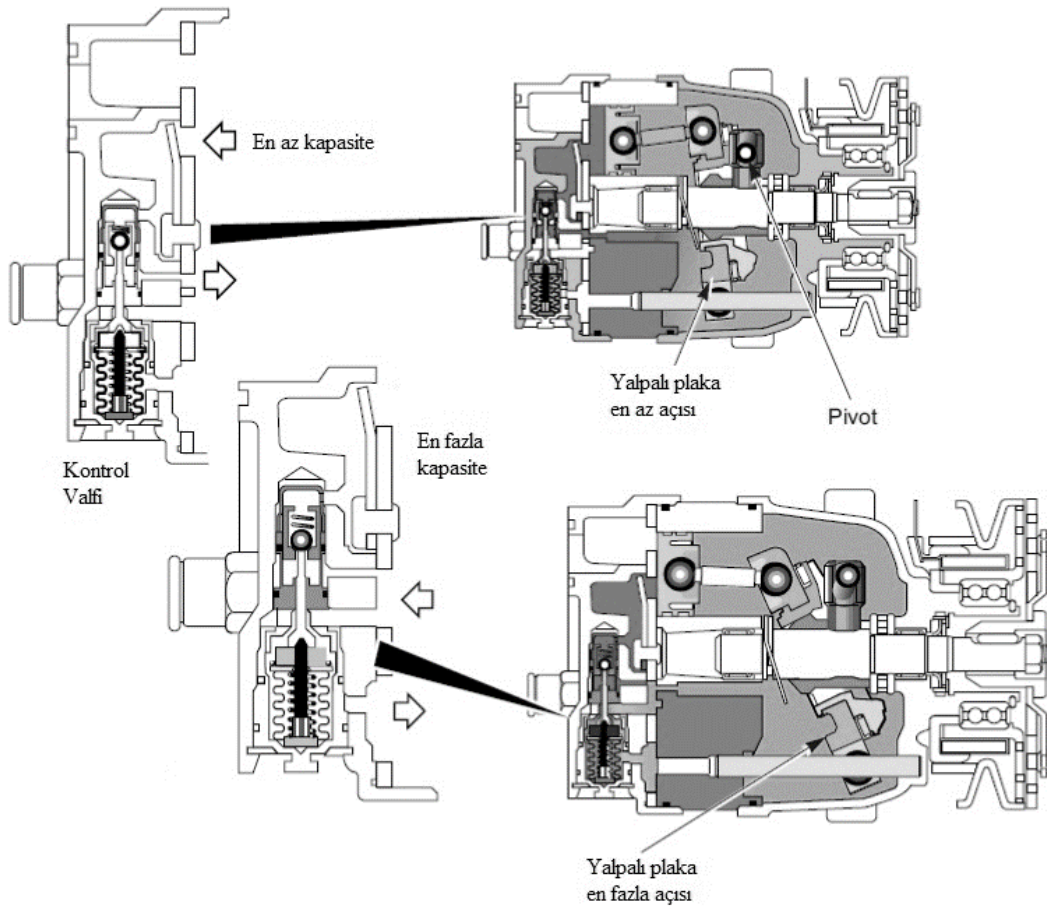


Buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi ile çalışan otomobil klima sistemlerinde günümüzde kullanılan en yaygın kompresör tipi yalpalı plakalı tip kompresörlerdir. Yalpalı plakalı kompresörlerin sabit ve değişken kapasiteli olmak üzere iki çeşidi bulunmaktadır.

### 3.2.1.1. Değişken kapasiteli kompresör

Değişken kapasiteli kompresörler genel olarak evaporatör buharlaşma basıncının 2 bar'ın altına düşmesi sonucu kompresör pistonlarının bağlı olduğu yalpalı plakanın açısının değişmesi ile pistonların strokunun azalmasına bağlı olarak kompresör kapasitesinin değiştiği kompresörlerdir. Bunun sonucunda buharlaşma sıcaklığının 0 °C'nin altına düşmesi önlenerek evaporatör yüzeyinin buzlanmasının önlenmesi ile klima kompresörün devreye girip çıkması azaltılmış olmaktadır. Bu şekilde klima kompresörün devreye girip çıkmasının azaltılması ile taşıt motoruna binen ani yük artış veya azalışları önlenmiş olmaktadır. Aynı zamanda evaporatör yüzeyinin buzlanması önlenmiş olmaktadır.

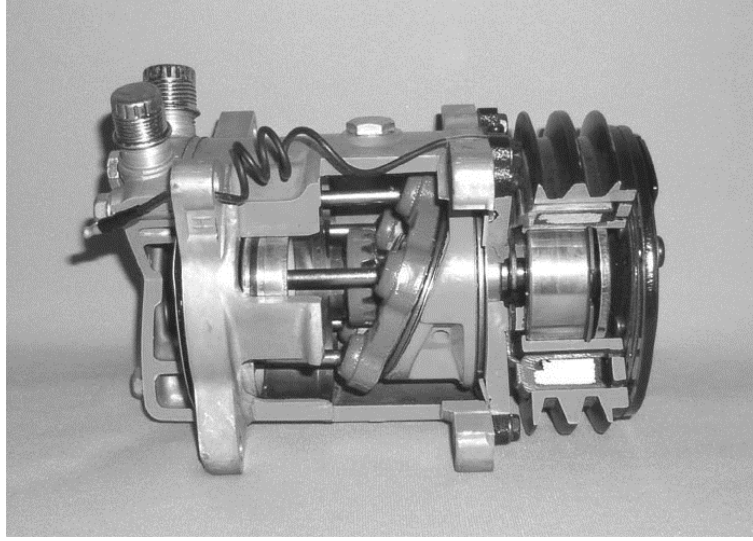
Bu tip kompresörlerin farkı değişken yalpalı plaka sayesinde piston strokunun değişken olmasıdır. Piston hareket mesafesi evaporatör basıncını algılayan valf sayesinde pistonların ön ve arka basınç oranı ile sağlanır. Değişken kapasiteli kompresör üzerindeki kontrol valfi, evaporatör basıncının 2 Bar'dan aşağı düşmesini önler. Böylece evaporatör yüzeyindeki buzlanma önlenerek, kompresörün daha uzun süre devrede kalması sağlanır. Kompresör üzerindeki valf Şekil 3.1'de görülmektedir. Şekil 3.1'de evaporatör basıncını algılayan valf sayesinde değişken kapasiteli kompresörün en çok ve en az kapasite durumları görülmektedir. Evaporatör basıncını algılayan valf, kompresör karter basıncını değiştirerek yalpalı plakanın pozisyonunu değiştirir. Bu sayede pistonların strok boyları değiştirilerek, sisteme basılan soğutucu akışkan debisi değiştirilmiş olmaktadır.



Şekil 3.1. Değişken kapasiteli kompresörün strok değişimini gösteren kesit resmi [54].

### 3.2.1.2. Sabit kapasiteli kompresör

Otomobil klima sistemlerinde en çok kullanılan kompresör sabit kapasiteli kompresörlerdir. Kompresör mili üzerine belli bir açıda monte edilen bir yalpalı plaka birkaç tane hareketli pistonu geri ve ileriye doğru aksel yönde hareket ettirir. Bu hareket soğutucu akışkanı toplayıp sıkıştırır. Soğutucu akışkanın toplanması ve dışarı atılması tümleşik disk valfli madeni plakalar tarafından kontrol edilir. Kompresörün hareket mili çok yivli hareket kasnağı üzerinden "V" kayışı ile krank mili tarafından çevrilir. Genel olarak 5–7 adet piston hareket mili çevresinde 5 yada 7 silindire aksel olarak yerleştirilmiştir. Pistonlar hareket mili üzerine sabitlenmiş yalpalı plaka tarafından hareket ettirilir. Yalpalı plakanın dönüşü pistonların silindirler içinde ileri ve geri hareket etmesini sağlar. Bu disk valflerden içeri veya dışarı akan soğutucu akışkanı toplar veya dışarı atar.

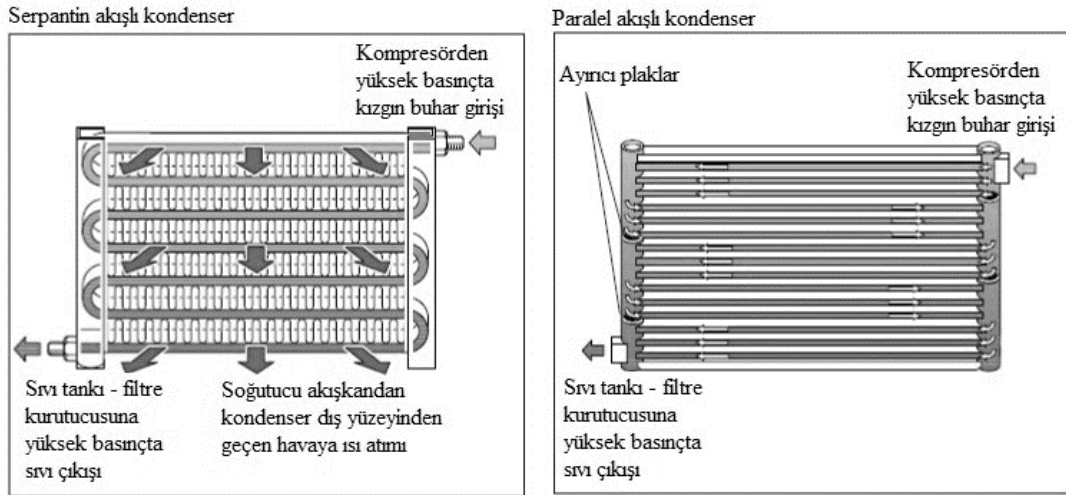


Şekil 3.2. Sabit kapasiteli klima kompresörünün kesit görünüm resmi.

### 3.2.2. Kondenser

Buhar sıkıştırmalı soğutma çevrimlerinde kompresör tarafından sıkıştırılmış yüksek sıcaklık ve basınçtaki soğutucu akışkanın ısını atıp soğutarak, bu akışkanın sıvı hale dönüştürülmesi görevini yerine getiren elemandır. Kondenserde soğutucu akışkan tarafından atılan ısı, evaporatörde çekilen ısı ile kompresörün akışkanı sıkıştırması için yapılan işin sonucu ortaya çıkan ısının toplamına eşittir. Evaporatörde soğutucu akışkan tarafından çekilen ısının daha fazla olması kondenserde atılan ısı miktarının da daha fazla olmasını sağlayacaktır. Bu nedenle kondenser, hem motor radyatör fanının hava üflenmesinden hem de aracın hareketi sırasında oluşan hava akışı sonucu oluşan soğutma etkisini kullanabilmek için, aracın önüne yerleştirilmiştir. Kondenserde soğutucu akışkan önce kızgınlığını atarak doymuş buhar haline gelir. Daha sonra ısını atmaya devam ederek doymuş sıvı ve sıkıştırılmış sıvı olarak kondenseri terk eder.

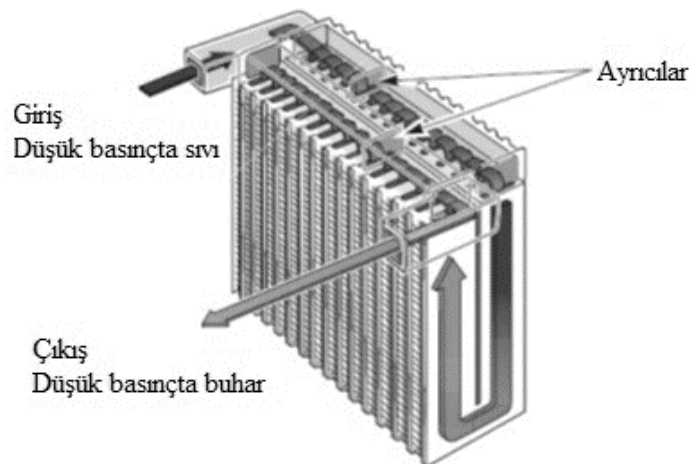
Çeşitli tiplerdeki kondenser görünüşleri Şekil 3.3’de görülmektedir. Otomobil klima sistemlerinde genel olarak serpantin ve paralel akışlı kondenserler kullanılmaktadır. Kondenserin soğutma devresindeki yeri ise; orifis tüplü sistemlerde kompresör ile orifis tüp arasında, TXV’li sistemlerde ise kompresör ile sıvı tankı-filtre-kurutucu arasındadır.



Şekil 3.3. Otomobil klima sisteminde kullanılan kondenserin görünüm resmi [54].

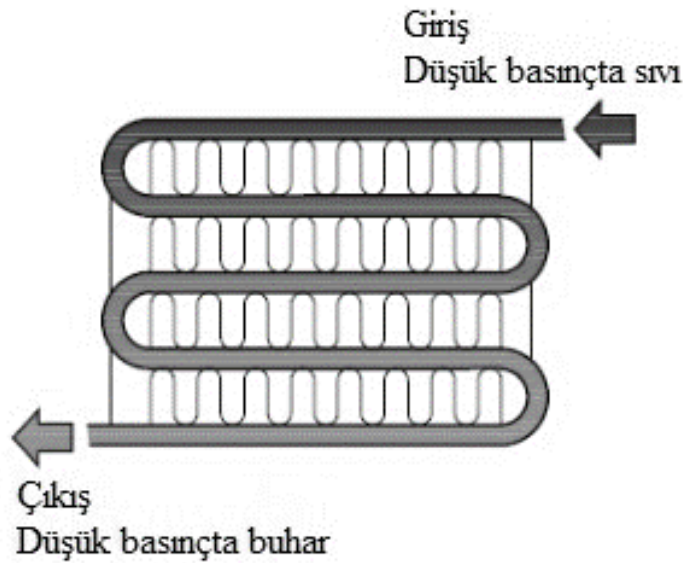
### 3.2.3. Evaporatör

Evaporatör, genleşme elemanından gelen düşük basınçtaki sıvı-buhar karışımı olan soğutucu akışkanın dış yüzeyden geçen hava akımından ısı çekerek buharlaştığı bir çeşit ısı değiştiricisidir. Buradaki soğutucu akışkanın çekmiş olduğu ısı kabin içerisine giren çevre havası veya kabin içerisindeki geri dönüş havasından çekilir. Evaporatör üzerinden geçen hava akımının sirkülasyonu evaporatör fanı tarafından sağlanır. Fan vasıtası ile üzerinden akan havanın ısısının soğutucu akışkana geçmesini sağlar. Böylece araç içerisine ısı alınmış hava temin ederek soğutmayı gerçekleştirir.



Şekil 3.4. Lamine tip evaporatör görünüm resmi [54].

Evaporatör üzerinde genellikle donma ve buzlanma olur. Dış ortam veya araç kabininden gelen nemli hava evaporatör kanatçıklarına sürtünerek yoğunlaşma sıcaklığına düştüğü zaman hava içindeki su buharı yoğunlaşır ve su damlaları şeklinde evaporatör kanatçıklarında birikir. Bu anda eğer kanatçıklar  $0^{\circ}\text{C}$  sıcaklığının altına soğutulacak olursa, birikmiş su damlaları buza dönüşebilir veya donabilir. Eğer bu şekilde donma devam ederse, evaporatörün soğutma etkisi düşecek, evaporatörden geçen hava miktarı azalacaktır bunun sonucu olarak soğutma sisteminin verimi düşecektir. Özellikle sabit kapasiteli kompresör kullanan sistemlerde evaporatör yüzeyindeki buzlanmayı önlemek için evaporatör üzerine duyarlı termik sıcaklık algılayıcısı yerleştirilmiştir. Evaporatör sıcaklığı belirli bir değere düşünce algılayıcı klima kontrol ünitesine bilgi göndererek kompresörün manyetik kavramasına giden akımın kesilmesini sağlar. Böylece kompresör devre dışı kalarak evaporatör yüzeyinin buzlanması önlenmiş olur.



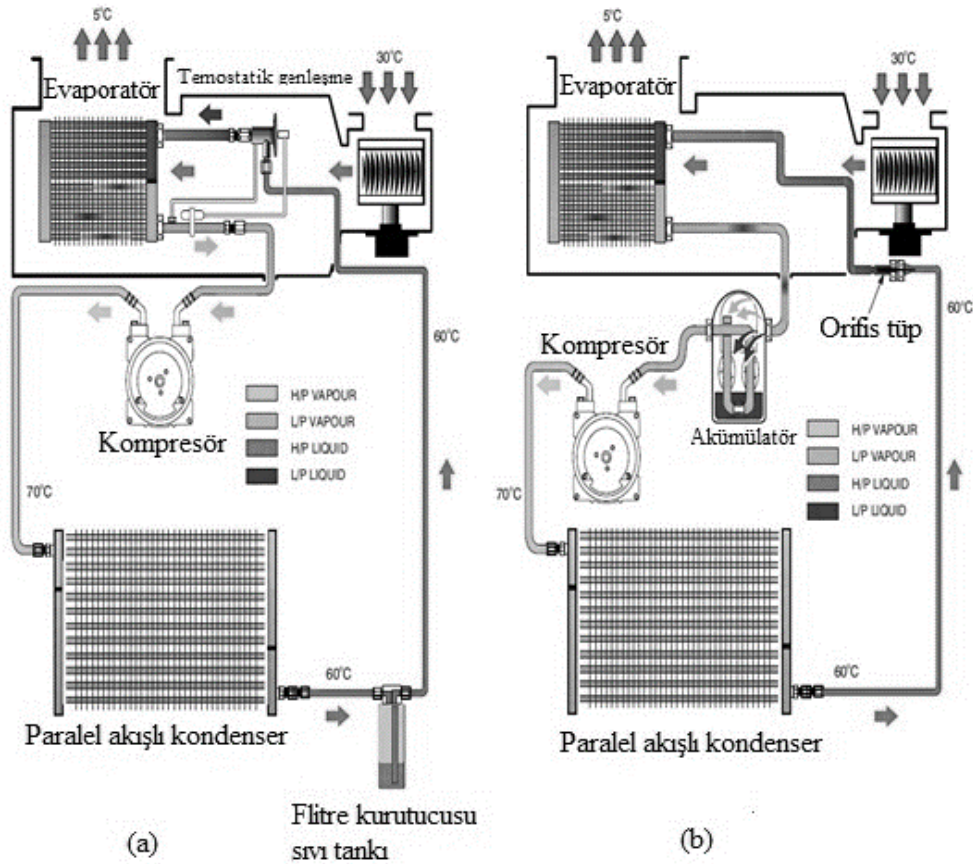
Şekil 3.5. Serpantin tip evaporatör görünüm resmi [54].

Otomobil iklimlendirme sistemlerinde genel olarak Şekil 3.4'de görülen lamine tip evaporatör kullanılmaktadır. Otomobil klima sistemlerinde evaporatör göğüs içerisine monte edildiği için yer problemleri oluşmaktadır. Lamine tip evaporatörler Şekil 3.5'de görülen serpantin tip evaporatöre göre daha fazla yüzey alanına sahip

olmaları nedeni ile dar alanlarda daha yüksek kapasite sağladıkları için otomobil klima sistemlerinden tercih edilmektedir.

### 3.2.4. Genleşme valfleri

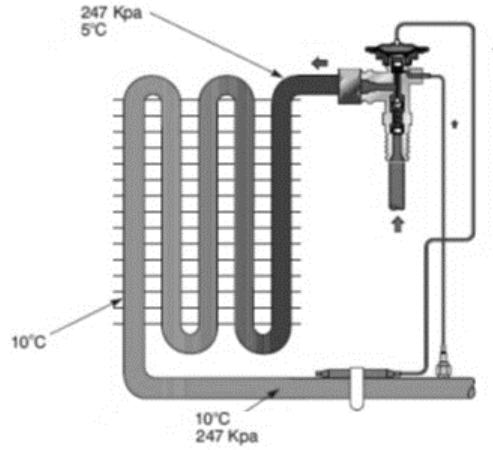
Genleşme valfleri soğutma çevriminde yüksek basınçta olan soğutucu akışkanın üzerindeki basıncın düşürülmesini sağlamaktadır. Soğutma çevriminde kondenser ile evaporatör arasında bulunmaktadır. Otomotiv klima sistemlerinde sabit bir dar kesite sahip orifis tip genleşme elemanı ile evaporatör kızgınlığına göre dar kesiti değiştirebilen termostatik genleşme valfi (TXV) olmak üzere genellikle iki farklı türde genleşme valfi kullanılmaktadır. TXV'li sistemlerde Şekil 3.6(a)'da görüldüğü gibi kondenser çıkışı ile TXV arasında sıvı tankı-filtre kurutucu bulunmaktadır. Orifis tüplü sistemlerde ise evaporatörden sıvı çıkması durumunda kompresöre zarar gelmemesi için, evaporatör çıkışına Şekil 3.6(b)'deki gibi akümülatör monte edilmiştir.



Şekil 3.6. Termostatik genleşme valfli (a) ve orifis tüplü (b) otomobil klima sistemlerinin görünümü [49].

Otomobil klima sisteminde termostatik genişleme valfli soğutma çevrimlerinde yüksek basınç tarafında bir filtre-kurutucu kullanılarak genişleme valfinden, içinde nem bulunmayan sıvı soğutucu akışkanın geçmesi sağlanır. Kondenserde ısısını atarak yoğuşan soğutucu akışkan kondenserden sıkıştırılmış sıvı olarak çıkar. Kondenserden sıkıştırılmış sıvı olarak çıkan soğutucu akışkan daha sonra, sıvı tankı-filtre-kurutucuya ulaşır. Buradaki sıvı tankı, çeşitli şartlara göre TXV'nin kısıldığı durumlarda sistemde fazla olan soğutucu akışkan için bir hazne vazifesi görerek kullanılmayan soğutucu akışkanı depolamaktadır. Sıvı tankı içerisinde bulunan filtre-kurutucu, soğutucu akışkan içindeki nemi ve pislikleri tutarak sistem elemanlarındaki dar kesitlerin kapanmasını önler. Sıvı haldeki soğutucu akışkan, TXV içinden püskürtülerek basınç düşmesi ile buharlaşma sıcaklığı düşen akışkan buhar fazına geçmek ister ve evaporatörden ısı çekerek buharlaşır. TXV'nin kızgınlık ayarına göre belirli bir kızgınlıkta buhar olarak evaporatörü terk ederek tekrar kompresöre döner.

Evaporatör çıkışındaki soğutucu akışkanın sıcaklığını ve evaporatör basıncını TXV algılar. Evaporatör basıncına karşılık gelen sıcaklığa doyma sıcaklığı adı verilir. Soğutucu akışkanın evaporatör çıkışındaki sıcaklığı ile evaporatördeki doyma sıcaklığı arasındaki farka ise kızgınlık (superheat) derecesi adı verilir.

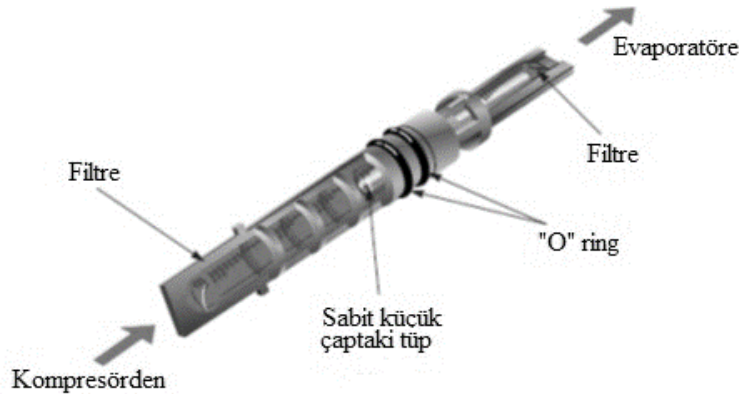


Şekil 3.7. Termostatik genişleme elemanı [54].

Evaporatör üzerindeki ısı yük ne olursa olsun TXV, soğutucu akışkanın evaporatör çıkışındaki kızgınlığı sabit bir değerde kalacak şekilde soğutucu akışkan miktarını

ayarlar. Evaporatör çıkışındaki soğutucu akışkan sıcaklığı yükselir ise kızgınlık artarmaya meyleder. Bunun sonucunda TXV daha fazla açılarak daha büyük debide soğutucu akışkanın evaporatöre gitmesini sağlar. Bunun sonucunda akışkanın evaporatör çıkışındaki kızgınlığı normal değerlere düşer. Evaporatördeki ısı yük azalır ve kızgınlık düşmeye meyleder ise TXV kısılarak içinden geçen akışkanın debisini azaltır. Bunun sonucunda evaporatör çıkışındaki kızgınlığı tekrar normal değerine getirir.

Sabit bir dar kesite sahip olan orifis tüp soğutucu akışkan üzerindeki basıncı düşürüp evaporatöre gönderir. Sabit boğazlı tüp olarak da adlandırılan bu eleman, Şekil 3.8’de görüldüğü üzere yüksek basınç tarafı ile alçak basınç tarafını birbirinden ayıran bir köprü görevini görür. Soğutucu akışkanın buharlaşması alçak basınç tarafında, yoğuşması ise yüksek basınç tarafında kontrol edilir. Kompresörde sıkıştırma işi verilerek yüksek basınçta kızgın buhar haline gelen soğutucu akışkan kondensere gelir, burada fan vasıtası ile oluşturulan hava akımına sabit basınç ve sıcaklıkta ısı atarak yoğuşur.



Şekil 3.8. Orifis tip genişleme elemanı [54].

Soğutucu akışkan, daha sonra sabit boğazlı olan orifis tüpten geçerek basıncı azalır. Soğutucu akışkan, orifis tüp çıkışında sabit basınç ve sıcaklıkta buharlaşma işleminin gerçekleştiği evaporatöre girer. Burada ortama gönderilecek hava akımından ısı çekerek buharlaşan akışkan, tam bir çevrimi tamamlamış olur. Soğutulmuş ve kurutulmuş hava, fan yardımı ile hava kanalları aracılığıyla aracın içine üflenir. Buhar halindeki soğutucu akışkan, akümülatörden geçer. Bu işlem kompresöre sıvı

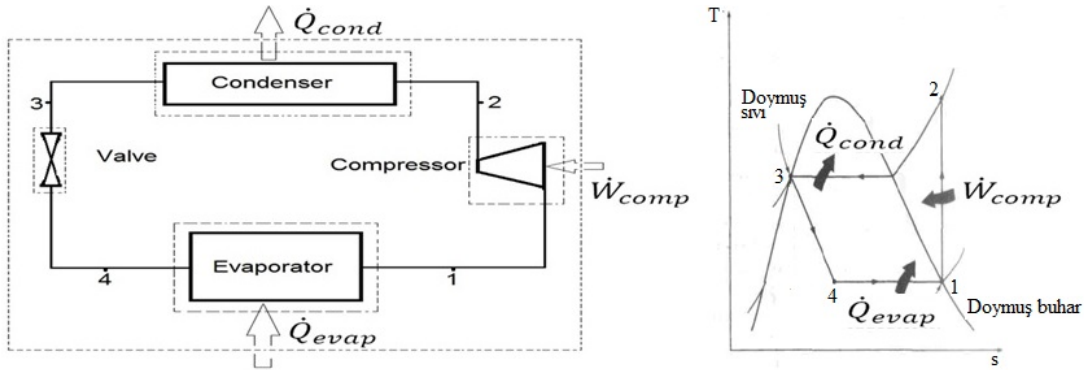


soğutucu akışkan girmesini engeller. Orifis tüp, soğutma devresinde kondenser ile evaporatör arasındaki hat üzerine yerleştirilir. Sıvı haldeki soğutucu akışkan, yüksek basınçta kondenserden sabit boğazlı tüpün girişine gelir. İki adet lastik halka, soğutucu akışkanın orifis tüpün etrafından geçişini engelleyerek akışkanın dar delikten geçmesini sağlar. Orifis tüpün giriş ve çıkışındaki iki adet filtre bulunmaktadır. Bunlar soğutucu akışkan içindeki yabancı maddeleri temizler. Çıkış tarafındaki filtre elemanı, aynı zamanda soğutucu akışkanın daha ince atomize olmasını sağlar. Orifis tüpün iç çapından akacak soğutucu akışkan miktarı, basınç farkı ile orantılı olarak değişir. Bu çap akacak soğutucu akışkan miktarını sınırlar.

Basınç düşürücü olarak orifis tüp kullanan otomobil klima sistemlerinde, özellikle soğutma yükünün az olduğu durumlarda veya çevrimin içine normalin üzerinde soğutucu akışkanın şarj edilmesi durumunda, evaporatörden çıkan soğutucu akışkanın doymuş sıvı – doymuş buhar karışımı olması durumu vardır. Kompresöre sıvı akışkan giderse, bundan kompresör zarar görebilir. Bundan dolayı bu sistemlerde gelebilecek sıvı soğutucu akışkanı ve sistemdeki fazla akışkanı depolamak, ayrıca içerisindeki kir ve nemi tutmak amacı ile akümülatör kullanılır. Akümülatör, orifis tüp kullanan sistemlerde evaporatör çıkışına monte edilerek, evaporatörden sıvı halde çıkabilecek akışkanı depolar. Bu akışkan, çevreden gelen ısı etkisiyle buharlaştıktan sonra akümülatörden çıkarak kompresöre gider. Akümülatör içinde, ayrıca filtre ile nem alıcı paketçikler bulunur. Akümülatör, genellikle alüminyumdan yapılır.

### **3.3. Buhar Sıkıştırılmalı Soğutma Çevrimi**

Buhar sıkıştırılmalı soğutma çevrimleri ideal ve gerçek çevrimler olarak incelenmektedir. Buhar sıkıştırılmalı ideal çevrimde soğutucu akışkanın evaporatör ve kondenserden geçerken basınç kaybına uğramadığı kompresörün tersinir adyabatik olduğu, genleşme işleminin adyabatik olduğu, elemanlar arasındaki bağlantı ekipmanlarında basınç kaybı oluşmadığı ve bağlantı ekipmanları ile çevre arasında ısı transferinin olmadığı kabul edilir. Aynı zamanda soğutucu akışkanın evaporatör çıkışında doymuş buhar olduğu ve kondenser çıkışında ise doymuş sıvı olduğu kabul edilir. Bir otomobil klima sistemi için ideal buhar sıkıştırılmalı çevrimin genel çizimi ve T-s diyagramı Şekil 3.9'da görülmektedir.



Şekil 3.9. İdeal buhar sıkıştırımlı çevrimin genel gösterimi ve T-s diyagramı [55].

Gerçek buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminin ideal çevrimle olan farklılığı, evaporatör ve kondenser dışındaki elemanlarda gerçekleşen ısı transferi, kompresörün izantropik olmayışı, kondenserdeki aşırı soğuma ve evaporatördeki kızmadır.

İdeal buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimlerinde, evaporatörden çıkan soğutucu akışkan kompresöre doymuş buhar halinde girer. Gerçek buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimlerinde ise bu durum tamamen gerçekleşmemektedir. Soğutucu akışkanın evaporatör çıkışındaki bu durumunun gerçekte hassas bir biçimde kontrol edilememesi nedeni ile soğutucu akışkan doymuş buhar halinde evaporatörden çıkmamaktadır. Bundan dolayı sistem, soğutucu akışkanın kompresör girişinde biraz kızgın buhar olmasını sağlayacak biçimde tasarlanır. Böylece, akışkanın kompresöre girişinde tümüyle buhar olması sağlanmaktadır. Ayrıca, evaporatör ile kompresör arasındaki bağlantılar çoğunlukla uzun olup, böylece akış sürtünmesinin yol açtığı basınç düşmesi ve çevreden soğutucu akışkana olan ısı transferi artmaktadır. Bunların sonucu olarak, soğutucu akışkanın özgül hacmi ve buna bağlı olarak kompresör işi artar. İdeal çevrimde sıkıştırma işlemi içten tersinir ve adyabatiktir, yani izantropiktir. Gerçek çevrimdeki sıkıştırma işleminde ise, entropiyi etkileyen akış sürtünmesi ve ısı transferleri vardır. Sürtünme entropiyi artırır, ısı transferi ise geçiş yönüne göre entropiyi artırır veya azaltır. Bu iki etkiye bağlı olarak, pratikte soğutucu akışkanın entropisi sıkıştırma işlemi sırasında artar.

İdeal buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimlerinde kondenser çıkışındaki soğutucu akışkan, kompresör çıkış basıncında doymuş sıvı halindedir. Gerçek buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimde ise kompresör çıkışıyla genleşme elemanı arasında bir basınç düşmesi vardır. Akışkanın genleşme elemanına girmeden önce tümüyle sıvı halde olması istenir. Doymuş sıvı halini gerçek buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimlerinde tam olarak gerçekleştirmek zor olduğundan, kondenser çıkışında soğutucu akışkan genellikle sıkıştırılmış sıvı bölgesinde olur. Yani, soğutucu akışkan doyma sıcaklığından aşırı soğutulmuş durumdadır. Bu durumda soğutucu akışkan buharlaştırıcıya daha düşük bir entalpide girer ve buna bağlı olarak ortamdaki daha çok ısı çekebilir. Genleşme elemanı ile evaporatör birbirine çok yakın olduğundan, aradaki basınç düşmesi küçüktür [60].

### 3.3.1. Buhar sıkıştırımlı soğutma çevriminin enerji analizi

Buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi için termodinamiğin birinci kanunu ile bir sisteme ait enerjinin korunumu ve bu sisteme ait bazı performans parametreleri yazılabilir. Soğutma çevriminin her bir elemanına, sürekli rejim halinde termodinamiğin birinci kanunu uygulandığında, denklemler aşağıdaki gibi yazılabilir.

Adyabatik kompresör kabulü ile kompresörde yapılan iş:

$$\dot{W}_{komp} = \dot{m}_r(h_2 - h_1) \quad (3.1)$$

Bu denklemdeki  $\dot{m}_r$  soğutucu akışkanın birim zamandaki kütle akış miktarını göstermektedir.  $h_2$  değeri, kompresör çıkışındaki soğutucu akışkan için kompresör çıkış basıncı ile sıcaklığının fonksiyonu olan entalpi değerini ifade etmektedir.  $h_1$  ise kompresör girişindeki soğutucu akışkan için kompresör giriş basıncı ile sıcaklığının fonksiyonu olan entalpi değerini ifade etmektedir.

Kondenserde atılan ısı:

$$\dot{Q}_{kond} = \dot{m}_r(h_2 - h_3) \quad (3.2)$$

Eşitlik 3.2'deki  $h_3$  değeri, kondenser çıkışındaki soğutucu akışkanın sıcaklığındaki doymuş sıvı entalpisini ifade etmektedir.

Çevreye ısı alışverişi ihmal edilerek genişleme elemanına Termodinamiğin 1. Kanunu uygulanırsa:

$$h_3 = h_4 \quad (3.3)$$

Elde edilir.

Evaporatörde çekilen ısı:

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_r(h_1 - h_4) \quad (3.4)$$

Denklem 3.4'deki  $h_4$  evaporatör girişindeki soğutucu akışkan entalpi değerini göstermektedir.

Sistem bir çevrim boyunca çalıştığından, kondenserden atılan ısı miktarı, evaporatörden çekilen ısı ile kompresörde verilen iş miktarına eşit olmalıdır. Bu durum,

$$\dot{Q}_{evap} + \dot{W}_{komp} = \dot{Q}_{kond} \quad (3.5)$$

şeklinde yazılabilir.

Soğutma sistemlerinde birinci kanunun etkinlik parametresi, soğutma tesir katsayısıdır. Soğutma sistemlerinde etkinlik parametresi soğutma etkisinin net iş girişine oranı şeklinde tanımlanır. Bu durumda ideal bir soğutma çevrimi için soğutma tesir katsayısı,

$$STK = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{W}_{komp}} = \frac{(h_1 - h_4)}{(h_2 - h_1)} \quad (3.6)$$

şeklinde yazılabilir.

### 3.3.2. Buhar sıkıştırırmalı soğutma çevriminin ekserji analizi

Sürekli açık sistemler için entropi dengesi denklemi:

$$\dot{S}_{üretim} = \sum \dot{m}_c s_c - \sum \dot{m}_g s_g + \sum \frac{\dot{Q}_j}{T_j} \quad (3.7)$$

Sürekli açık sistemde yok edilen ekserji denkliği:

$$\dot{E}_d = T_0 \dot{S}_{üretim} \quad (3.8)$$

Denklem 3.8'deki  $T_0$ , değeri mutlak olarak ortam sıcaklığını ifade etmektedir.

Buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimlerindeki tersinmezliklerden dolayı çevrim elemanlarındaki yok edilen ekserji miktarlarını gösteren denklemler,

Kompresörde yok edilen ekserji:

$$\dot{E}_{d,komp} = \dot{m}_r T_0 (s_2 - s_1) \quad (3.9)$$

Bu denklemdeki  $s_2$  kompresör çıkışındaki soğutucu akışkan için kompresör çıkış basıncı ile sıcaklığının fonksiyonu olan entropi değerini ifade etmektedir.  $s_1$  ise kompresör girişindeki soğutucu akışkan için kompresör giriş basıncı ile sıcaklığının fonksiyonu olan entropi değerini ifade etmektedir.

Kondenserde yok edilen ekserji:

$$(3.10)$$

$$\dot{E}_{d,kond} = \dot{m}_r T_0 \left[ (s_3 - s_2) - \left\{ \frac{|h_2 - h_3|}{|T_{kond,hg} + 273.15|} \right\} \right]$$

Denklem 3.10'daki kondenser çıkışında soğutucu akışkan doymuş sıvı olduğu için  $s_3$  değeri kondenser çıkışındaki soğutucu akışkanın sıcaklığına bağlı olarak doymuş sıvı entropisini ifade etmektedir.  $T_{kond,hg}$  değeri ise kondenser üzerinden geçen hava akımının giriş sıcaklığını ifade etmektedir.

Genleşme valfinden yok edilen ekserji:

$$\dot{E}_{d,valve} = \dot{m}_r T_0 (s_4 - s_3) \quad (3.11)$$

Buradaki  $s_4$  genleşme elemanı çıkışındaki soğutucu akışkan için doymuş sıvı – doymuş buhar halindeki soğutucu akışkanın entropisidir.

Evaporatörde yok edilen ekserji:

$$\dot{E}_{d,evap} = \dot{m}_r T_0 \left[ (s_1 - s_4) - \left\{ \frac{|h_1 - h_4|}{|T_{evap,hg} + 273.15|} \right\} \right] \quad (3.12)$$

Denklem 3.12'deki  $T_{evap,hg}$  değeri evaporatör üzerinden geçen hava akımının giriş sıcaklığını ifade etmektedir.

Her bir elemandaki yok edilen ekserji miktarı toplanarak aşağıdaki denklemde toplam yok edilen ekserji miktarı bulunmuştur.

$$\dot{E}_{d,top} = \dot{E}_{d,komp} + \dot{E}_{d,kond} + \dot{E}_{d,valve} + \dot{E}_{d,evap} \quad (3.13)$$

şeklinde yazılabilir.

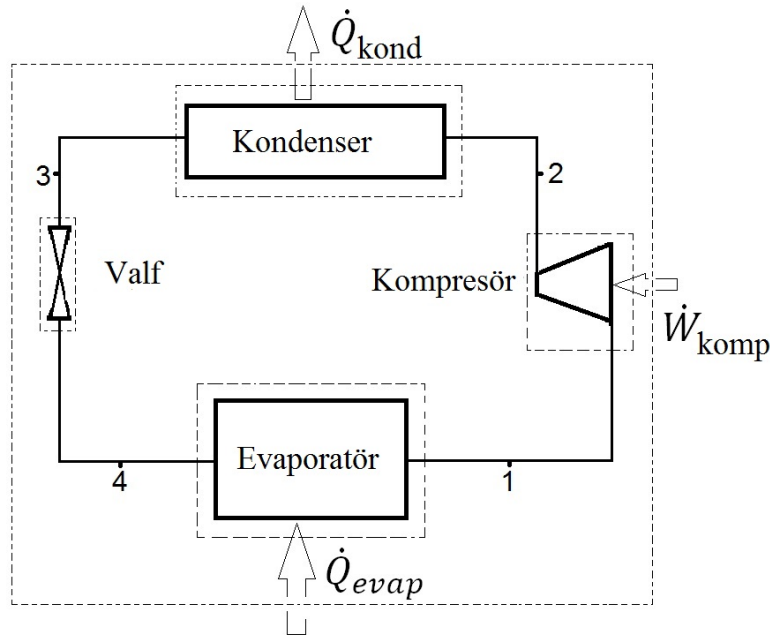
## **BÖLÜM 4. TEORİK ÇALIŞMA**

Bu çalışmada, bir otomobil klima sisteminde R134a ile R1234yf soğutucu akışkanların kullanımının simülasyon modeli gerçekleştirilmiştir. Bu amaç için öncelikli olarak otomobil klima sisteminde kullanılacak olan R134a ve R1234yf soğutucu akışkanların soğutma çevrimindeki çeşitli noktalardaki gerekli olan termodinamik ve transport özellikleri modellenmiştir. Bu modelleme sonucuna göre R134a ve R1234yf soğutucu akışkan ile çalışan bir otomobil klima sisteminin termodinamik modellemesi oluşturulmuştur. Deneysel otomobil klima sisteminde her iki soğutucu akışkan için gerçekleştirilen deneysel sonuçlar ile klima sistemi bileşenlerinin özellikleri göz önünde bulundurularak bileşenlerin modellemeleri gerçekleştirilmiştir. Son olarak otomobil klima sistemi termodinamik modellemesi ile otomobil klima sistemi bileşenlerinin modellemeleri birleştirilerek bilgisayar ortamında otomobil klima sistemi simülasyon modeli geliştirilmiştir.

### **4.1. Otomobil Klima Sisteminin Termodinamik Modellemesi**

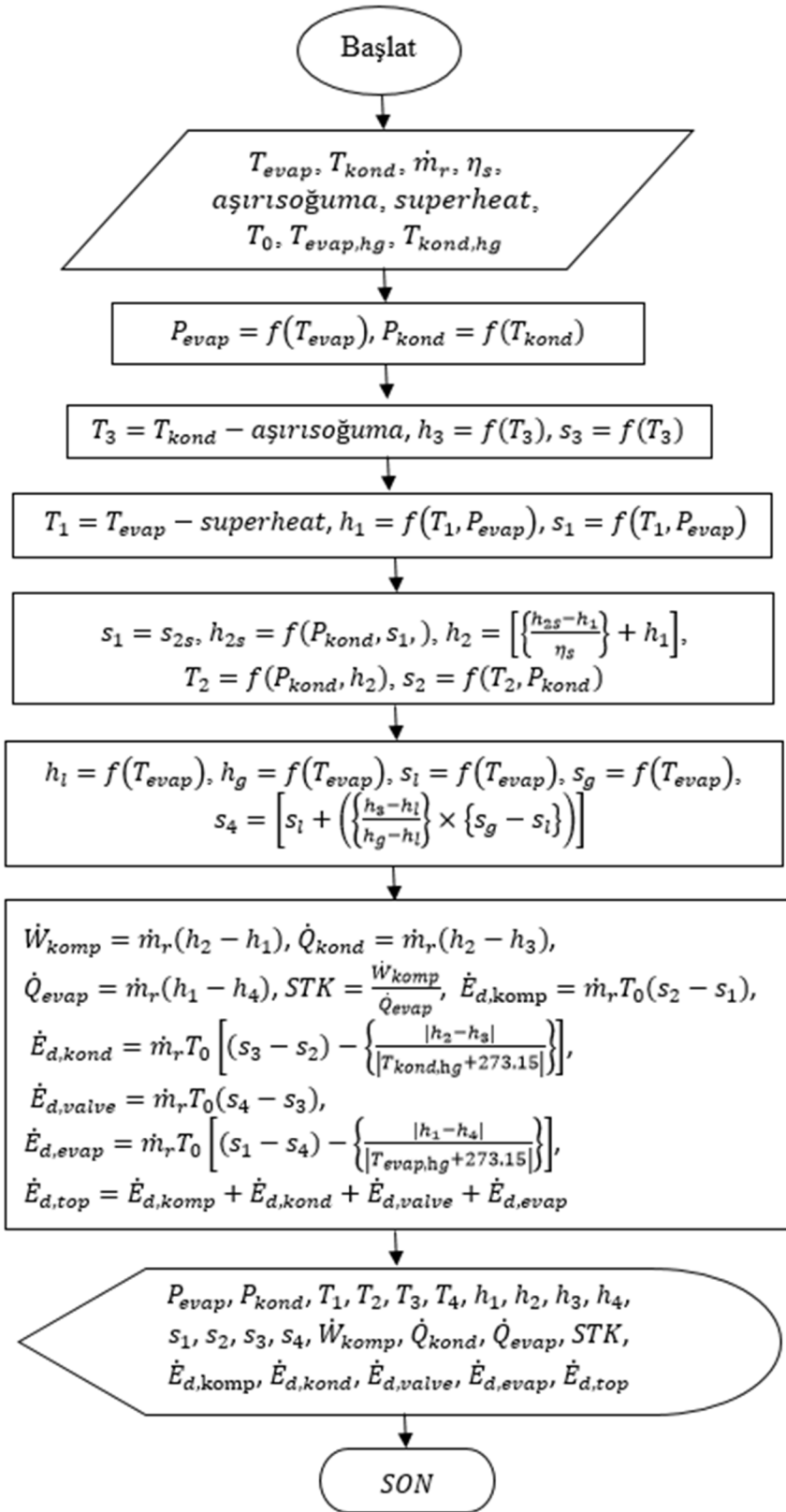
R134a ve R1234yf soğutucu akışkanın termodinamik ve transport özelliklerinin modellenmesi için ABD Ticaret Bakanlığının standartlar enstitüsünün "National Institute of Standards and Technology (NIST)" adlı kuruluşunun Referans Akışkanlar Termodinamik ve Transport Özellikleri Veri tabanı olan REFPROP programı temin edilmiştir. Bu programda öncelikli olarak uzunluk birimi olarak metreyi kütle birimi olarak kg ve zaman birimi olarak saniyeyi referans alan temel birim sistemi olan MKS ölçü birimi referans alınmıştır. Sıcaklık ölçüm birimi olarak santigrat ( $^{\circ}\text{C}$ ) birimi alınmıştır. Entalpi ve entropi değerleri için ASHRAE kaynak verilerine göre  $-40^{\circ}\text{C}$  sıcaklıkta doymuş sıvı olan akışkanın entropi ve entalpi değerleri referans olarak kabul edilmiştir. REFPROP programı kullanılarak R134a ve R1234yf soğutucu akışkanların termodinamik ve transport özelliklerinin modellenmesi aşağıda yapılmıştır.

R1234yf ve R134a soğutucu akışkanların karşılaştırılması için gerekli olan termodinamik özellikler REFPROP programı kullanılarak elde edilmiştir. REFPROP programından R1234yf ile R134a soğutucu akışkanların termodinamik özellik verileri, soğutma çevriminin performans sonuçlarının elde edileceği noktalardaki sıcaklık veya sıcaklık-basınç parametrelerinin fonksiyonları olarak alındı. Alınan veriler MATLAB programı kullanılarak sıcaklık veya sıcaklık-basınç parametrelerinin fonksiyon koşullarına göre tek veya iki bilinmeyenli fonksiyon şartları için iki veya üç boyutlu eğrileri elde edildi. Elde edilen iki veya üç boyutlu eğrilere MATLAB programında 10. dereceden tek bilinmeyenli ve 5. dereceden iki bilinmeyenli polinom fonksiyon denklemleri oluşturuldu. MATLAB programı kullanılarak R134a ile R1234yf soğutucu akışkanları için Şekil 4.1'de görülen soğutma çevrimi noktalarına ait termodinamik özellikler ile termodinamik performans değerlerinin elde edilebileceği bir program geliştirildi. Geliştirilen otomobil klima sistemi termodinamik analiz programı akış diyagramı Şekil 4.2'de verilmiştir.



Şekil 4.1. Otomobil iklimlendirme sistemi soğutma çevriminin şematik görünümü.





Şekil 4.2. Otomobil klima sistemi termodinamik analiz programının akış diyagramı.

#### 4.1.1. R1234yf ve R134a soğutucu akışkanların evaporatör ile kondenser doyma basınçlarının modellenmesi

Refprop programından evaporatör ve kondenser doyma basıncı için sırasıyla -25 / +30 °C ile +25 / +90 °C sıcaklıklarına karşılık gelen doyma basınçları her iki soğutucu akışkan için alındı. Bu veriler MATLAB programında doyma sıcaklığına bağlı olarak doyma basıncı eğrileri oluşturuldu. Oluşturulan eğrilere 10. dereceden polinom eğrileri uydurularak polinom sabitleri elde edildi. Elde edilen modellemedeki sabit katsayı değerleri, her iki soğutucu akışkan için aşağıda verilmiştir.

R1234yf soğutucu akışkan için evaporatördeki doyma basıncının 10. dereceden denklemi ve sabit katsayı değerleri:

$$(P_{evap})_{R1234yf} = G_1 T_{evap}^{10} + G_2 T_{evap}^9 + G_3 T_{evap}^8 + G_4 T_{evap}^7 + G_5 T_{evap}^6 + G_6 T_{evap}^5 + G_7 T_{evap}^4 + G_8 T_{evap}^3 + G_9 T_{evap}^2 + G_{10} T_{evap} + G_{11} \quad (4.1)$$

$G_1 = -7.6782e-007$ ;  $G_2 = 1.3896e-006$ ;  $G_3 = 1.527e-005$ ;  $G_4 = 4.1862e-005$ ;  $G_5 = 0.00053705$ ;  $G_6 = 0.00021531$ ;  $G_7 = 0.080325$ ;  $G_8 = 3.1537$ ;  $G_9 = 36.325$ ;  $G_{10} = 181.25$ ;  $G_{11} = 343.47$ ;

R134a soğutucu akışkan için evaporatördeki doyma basıncının 10. dereceden polinom denklemi ve sabit katsayı değerleri:

$$(P_{evap})_{R134a} = A_1 T_{evap}^{10} + A_2 T_{evap}^9 + A_3 T_{evap}^8 + A_4 T_{evap}^7 + A_5 T_{evap}^6 + A_6 T_{evap}^5 + A_7 T_{evap}^4 + A_8 T_{evap}^3 + A_9 T_{evap}^2 + A_{10} T_{evap} + A_{11} \quad (4.2)$$

$A_1 = 9.7476e-008$ ;  $A_2 = 5.5216e-007$ ;  $A_3 = 1.5895e-006$ ;  $A_4 = 5.0607e-005$ ;  $A_5 = 0.00050791$ ;  $A_6 = -0.001861$ ;  $A_7 = 0.1081$ ;  $A_8 = 3.7298$ ;  $A_9 = 39.016$ ;  $A_{10} = 180.45$ ;  $A_{11} = 320.26$ ;

R1234yf soğutucu akışkan için kondenserdeki doyma basıncının 10. dereceden polinom denklemi ve sabit katsayı değerleri:

$$(P_{kond})_{R1234yf} = H_1 T_{kond}^{10} + H_2 T_{kond}^9 + H_3 T_{kond}^8 + H_4 T_{kond}^7 + H_5 T_{kond}^6 + H_6 T_{kond}^5 + H_7 T_{kond}^4 + H_8 T_{kond}^3 + H_9 T_{kond}^2 + H_{10} T_{kond} + H_{11} \quad (4.3)$$

$H_1= 0.0035228$ ;  $H_2= 0.0070182$ ;  $H_3= -0.0092393$ ;  $H_4= -0.0037505$ ;  $H_5= 0.082019$ ;  $H_6= 0.1844$ ;  $H_7= 0.61168$ ;  $H_8= 8.434$ ;  $H_9= 107.42$ ;  $H_{10}= 664.74$ ;  $H_{11}= 1551.4$ ;

R134a soğutucu akışkan için kondenserdeki doyma basıncının 10. dereceden polinom denklemi ve sabit katsayı değerleri:

$$(P_{kond})_{R134a} = B_1 T_{kond}^{10} + B_2 T_{kond}^9 + B_3 T_{kond}^8 + B_4 T_{kond}^7 + B_5 T_{kond}^6 + B_6 T_{kond}^5 + B_7 T_{kond}^4 + B_8 T_{kond}^3 + B_9 T_{kond}^2 + B_{10} T_{kond} + B_{11} \quad (4.4)$$

$B_1= 0.00060456$ ;  $B_2= 0.0015651$ ;  $B_3= 5.4166e-005$ ;  $B_4= 0.0034438$ ;  $B_5= 0.033085$ ;  $B_6=0.13337$ ;  $B_7= 0.65949$ ;  $B_8= 9.7156$ ;  $B_9= 121.1$ ;  $B_{10}= 713.87$ ;  $B_{11}= 1584.5$ ;

#### 4.1.2. R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları için soğutma çevriminin kondenser çıkış noktasındaki termodinamik özelliklerinin modellenmesi

Soğutma çevrimlerinde Şekil 4.1'de görüldüğü gibi kondenser çıkışı genleşme elemanı girişi üç (3) noktası olarak adlandırılır. Burada soğutucu akışkan sıkıştırılmış sıvı fazındadır. Soğutma sistemindeki (3) noktası soğutucu akışkan sıcaklığı kondenser yoğuşma sıcaklığının aşırı soğuma sıcaklığından farkına eşittir ve bu noktadaki soğutucu akışkan sıcaklığı  $T_3$  olarak ifade edilir. Soğutma sisteminin (3) noktasındaki soğutucu akışkan, sıkıştırılmış sıvı durumunda olduğundan termodinamik özellikleri  $T_3$  sıcaklığının bir fonksiyonudur. REFPROP programı kullanılarak bu noktadaki R1234yf ve R134a soğutucu akışkanlarının  $+25 / +90$  °C aralığında  $T_3$  sıcaklığına karşılık gelen termodinamik özellik değerleri ( $h_3$ ,  $s_3$ ) elde edildi. Bu elde edilen veriler MATLAB programı kullanılarak  $T_3$  sıcaklığına bağlı olarak  $h_3$  ve  $s_3$  eğrileri oluşturuldu. Oluşturulan bu eğrilere 10. dereceden polinom

eğrileri uydurularak polinom sabitleri elde edildi. R1234yf ve R134a soğutucu akışkanı için elde edilen modelleme sabit katsayı değerleri aşağıda verilmiştir.

R1234yf ve R134a soğutucu akışkanlarının soğutma çevriminin (3) noktasındaki sıcaklık eşitliği:

$$T_3 = T_{kond} - Subcooling \quad (4.5)$$

R1234yf soğutucu akışkanın soğutma çevriminin (3) noktasındaki entalpi ( $h_3$ ) değerinin 10. dereceden polinom denklemi ve sabit katsayı değerleri:

$$(h_3)_{R1234yf} = K2_1 T_3^{10} + K2_2 T_3^9 + K2_3 T_3^8 + K2_4 T_3^7 + K2_5 T_3^6 + K2_6 T_3^5 + K2_7 T_3^4 + K2_8 T_3^3 + K2_9 T_3^2 + K2_{10} T_3 + K2_{11} \quad (4.6)$$

$K2_1 = 0.0063011$ ;  $K2_2 = 0.010786$ ;  $K2_3 = -0.025745$ ;  $K2_4 = -0.033714$ ;  $K2_5 = 0.067614$ ;  
 $K2_6 = 0.091516$ ;  $K2_7 = 0.054486$ ;  $K2_8 = 0.31753$ ;  $K2_9 = 1.618$ ;  $K2_{10} = 29.806$ ;  
 $K2_{11} = 130.46$ ;

R134a soğutucu akışkanın soğutma çevriminin (3) noktasındaki entalpi ( $h_3$ ) değerinin 10. dereceden polinom denklemi ve sabit katsayı değerleri:

$$(h_3)_{R134a} = C2_1 T_3^{10} + C2_2 T_3^9 + C2_3 T_3^8 + C2_4 T_3^7 + C2_5 T_3^6 + C2_6 T_3^5 + C2_7 T_3^4 + C2_8 T_3^3 + C2_9 T_3^2 + C2_{10} T_3 + C2_{11} \quad (4.7)$$

$C2_1 = 0.00061762$ ;  $C2_2 = 0.0013804$ ;  $C2_3 = -0.0012268$ ;  $C2_4 = -0.0013278$ ;  
 $C2_5 = 0.01116$ ;  $C2_6 = 0.027687$ ;  $C2_7 = 0.068712$ ;  $C2_8 = 0.27009$ ;  $C2_9 = 1.435$ ;  
 $C2_{10} = 30.152$ ;  $C2_{11} = 135.32$ ;

R1234yf soğutucu akışkanın soğutma çevriminin (3) noktasındaki entropi ( $s_3$ ) değerinin 10. dereceden polinom denklemi ve sabit katsayı değerleri:

$$(s_3)_{R1234yf} = K3_1 T_3^{10} + K3_2 T_3^9 + K3_3 T_3^8 + K3_4 T_3^7 + K3_5 T_3^6 + K3_6 T_3^5 + K3_7 T_3^4 + K3_8 T_3^3 + K3_9 T_3^2 + K3_{10} T_3 + K3_{11} \quad (4.8)$$

$K3_1= 1.698e-005$ ;  $K3_2= 2.9005e-005$ ;  $K3_3= -6.9637e-005$ ;  $K3_4= -9.0829e-005$ ;  
 $K3_5= 0.00018292$ ;  $K3_6= 0.0002424$ ;  $K3_7= 0.00012567$ ;  $K3_8= 0.00083282$ ;  
 $K3_9= 0.0019469$ ;  $K3_{10}= 0.088037$ ;  $K3_{11}= 0.45878$ ;

R134a soğutucu akışkanın soğutma çevriminin (3) noktasındaki entropi ( $s_3$ ) değerinin 10. dereceden polinom denklemi ve sabit katsayı değerleri:

$$(s_3)_{R134a} = C3_1 T_3^{10} + C3_2 T_3^9 + C3_3 T_3^8 + C3_4 T_3^7 + C3_5 T_3^6 + C3_6 T_3^5 + C3_7 T_3^4 + C3_8 T_3^3 + C3_9 T_3^2 + C3_{10} T_3 + C3_{11} \quad (4.9)$$

$C3_1= 1.642e-006$ ;  $C3_2= 3.6285e-006$ ;  $C3_3= -3.3908e-006$ ;  $C3_4= -3.5813e-006$ ;  
 $C3_5= 2.9446e-005$ ;  $C3_6= 7.1468e-005$ ;  $C3_7= 0.00016864$ ;  $C3_8= 0.00070538$ ;  
 $C3_9= 0.0013755$ ;  $C3_{10}= 0.089164$ ;  $C3_{11}= 0.4773$ ;

#### 4.1.3. R1234yf ve R134a soğutucu akışkanların soğutma çevriminin kompresör giriş noktasındaki özelliklerinin modellenmesi

Soğutma çevriminde Şekil 4.1'de görüldüğü gibi evaporatör çıkışı kompresör girişi bir (1) noktası olarak adlandırılır. Burada soğutucu akışkan kızgın buhar fazındadır. Bu noktadaki soğutucu akışkan, kızgın buhar fazında olduğu için  $T_1$  sıcaklığının ve  $P_{evap}$  basıncının fonksiyonudur. Yani (1) noktasındaki soğutucu akışkanın termodinamik özellikleri  $T_1$  sıcaklığı ile  $P_{evap}$  basınç değerleriyle doğrudan ilgilidir. REFPROP programı kullanılarak R1234yf ve R134a soğutucu akışkanların  $T_1$  ve  $P_{evap}$  değerlerinin farklı varyasyonlarına bağlı olarak soğutucu akışkan termodinamik özelliklerinin ( $h_1, s_1$ ) değerleri alındı. Bu alınan değerlerin  $T_1$  sıcaklığı ve  $P_{evap}$  basıncının fonksiyonu olarak MATLAB programında yüzey eğrileri elde edildi. Elde edilen yüzey eğrilerine 5. dereceden iki bilinmeyenli polinom eğrileri uydurularak sabit katsayıları bulundu. Aşağıda elde edilen ilgili sabitler sırası ile verilmiştir.

Evaporatör çıkışı kompresör girişi olan (1) noktasındaki  $T_1$  sıcaklığı;

$$T_1 = T_{evap} + Superheat \quad (4.10)$$

R1234yf soğutucu akışkanın soğutma çevriminin (1) noktasındaki entalpi ( $h_1$ ) değerinin 5. dereceden iki bilinmeyenli polinom denklemi ve sabit katsayı değerleri:

$$\begin{aligned} (h_1)_{R1234yf} = & L2_{00} + L2_{10}T_1 + L2_{01}((P_{evap})_{R1234yf}) + L2_{20}T_1^2 \\ & + L2_{11}T_1((P_{evap})_{R1234yf}) + L2_{02}((P_{evap})_{R1234yf})^2 + L2_{30}T_1^3 \\ & + L2_{21}T_1^2((P_{evap})_{R1234yf}) + L2_{12}T_1((P_{evap})_{R1234yf})^2 \\ & + L2_{03}((P_{evap})_{R1234yf})^3 + L2_{40}T_1^4 + L2_{31}T_1^3((P_{evap})_{R1234yf}) \\ & + L2_{22}T_1^2((P_{evap})_{R1234yf})^2 + L2_{13}T_1((P_{evap})_{R1234yf})^3 \\ & + L2_{04}((P_{evap})_{R1234yf})^4 + L2_{50}T_1^5 + L2_{41}T_1^4((P_{evap})_{R1234yf}) \\ & + L2_{32}T_1^3((P_{evap})_{R1234yf})^2 + L2_{23}T_1^2((P_{evap})_{R1234yf})^3 \\ & + L2_{14}T_1((P_{evap})_{R1234yf})^4 + L2_{05}((P_{evap})_{R1234yf})^5 \end{aligned} \quad (4.11)$$

$$\begin{aligned} L2_{00} = & 209.1; \quad L2_{10} = 8.196; \quad L2_{01} = -2.523; \quad L2_{20} = 0.03795; \quad L2_{11} = 0.3139; \\ L2_{02} = & -0.1112; \quad L2_{30} = 0.002871; \quad L2_{21} = -0.03185; \quad L2_{12} = 0.03374; \quad L2_{03} = -0.008702; \\ L2_{40} = & -0.000209; \quad L2_{31} = 0.002768; \quad L2_{22} = -0.006045; \quad L2_{13} = 0.003781; \\ L2_{04} = & -0.0007606; \quad L2_{50} = 6.218e-005; \quad L2_{41} = -0.0003945; \quad L2_{32} = 0.001014; \\ L2_{23} = & -0.0009944; \quad L2_{14} = 0.0004359; \quad L2_{05} = -6.947e-005; \end{aligned}$$

R134a soğutucu akışkanın soğutma çevriminin (1) noktasındaki entalpi ( $h_1$ ) değerinin 5. dereceden iki bilinmeyenli polinom denklemi ve sabit katsayı değerleri:

$$\begin{aligned}
(h_1)_{R134a} = & D2_{00} + D2_{10}T_1 + D2_{01} \left( (P_{evap})_{R134a} \right) + D2_{20}T_1^2 \\
& + D2_{11}T_1 \left( (P_{evap})_{R134a} \right) + D2_{02} \left( (P_{evap})_{R134a} \right)^2 + D2_{30}T_1^3 \\
& + D2_{21}T_1^2 \left( (P_{evap})_{R134a} \right) + D2_{12}T_1 \left( (P_{evap})_{R134a} \right)^2 \\
& + D2_{03} \left( (P_{evap})_{R134a} \right)^3 + D2_{40}T_1^4 + D2_{31}T_1^3 \left( (P_{evap})_{R134a} \right) \\
& + D2_{22}T_1^2 \left( (P_{evap})_{R134a} \right)^2 + D2_{13}T_1 \left( (P_{evap})_{R134a} \right)^3 \\
& + D2_{04} \left( (P_{evap})_{R134a} \right)^4 + D2_{50}T_1^5 + D2_{41}T_1^4 \left( (P_{evap})_{R134a} \right) \\
& + D2_{32}T_1^3 \left( (P_{evap})_{R134a} \right)^2 + D2_{23}T_1^2 \left( (P_{evap})_{R134a} \right)^3 \\
& + D2_{14}T_1 \left( (P_{evap})_{R134a} \right)^4 + D2_{05} \left( (P_{evap})_{R134a} \right)^5
\end{aligned} \tag{4.12}$$

$D2_{00}= 254.1$ ;  $D2_{10}= 9.232$ ;  $D2_{01}= -3.099$ ;  $D2_{20}= -0.07913$ ;  $D2_{11}= 0.6011$ ;  
 $D2_{02}= -0.1982$ ;  $D2_{30}= 0.03379$ ;  $D2_{21}= -0.1418$ ;  $D2_{12}= 0.1239$ ;  $D2_{03}= -0.02652$ ;  
 $D2_{40}= -0.006477$ ;  $D2_{31}= 0.03467$ ;  $D2_{22}= -0.05128$ ;  $D2_{13}= 0.02548$ ;  $D2_{04}= -0.003906$ ;  
 $D2_{50}= 0.001148$ ;  $D2_{41}= -0.006832$ ;  $D2_{32}= 0.0136$ ;  $D2_{23}= -0.01053$ ;  $D2_{14}= 0.003326$ ;  
 $D2_{05}= -0.0003604$ ;

R1234yf soğutucu akışkanın soğutma çevriminin (1) noktasındaki entropi ( $s_1$ ) değerinin 5. dereceden iki bilinmeyenli polinom denklemi ve sabit katsayı değerleri:

$$\begin{aligned}
(s_1)_{R1234yf} = & L3_{00} + L3_{10}T_1 + L3_{01} \left( (P_{evap})_{R1234yf} \right) + L3_{20}T_1^2 \\
& + L3_{11}T_1 \left( (P_{evap})_{R1234yf} \right) + L3_{02} \left( (P_{evap})_{R1234yf} \right)^2 + L3_{30}T_1^3 \\
& + L3_{21}T_1^2 \left( (P_{evap})_{R1234yf} \right) + L3_{12}T_1 \left( (P_{evap})_{R1234yf} \right)^2 \\
& + L3_{03} \left( (P_{evap})_{R1234yf} \right)^3 + L3_{40}T_1^4 + L3_{31}T_1^3 \left( (P_{evap})_{R1234yf} \right) \\
& + L3_{22}T_1^2 \left( (P_{evap})_{R1234yf} \right)^2 + L3_{13}T_1 \left( (P_{evap})_{R1234yf} \right)^3 \\
& + L3_{04} \left( (P_{evap})_{R1234yf} \right)^4 + L3_{50}T_1^5 + L3_{41}T_1^4 \left( (P_{evap})_{R1234yf} \right) \\
& + L3_{32}T_1^3 \left( (P_{evap})_{R1234yf} \right)^2 + L3_{23}T_1^2 \left( (P_{evap})_{R1234yf} \right)^3 \\
& + L3_{14}T_1 \left( (P_{evap})_{R1234yf} \right)^4 + L3_{05} \left( (P_{evap})_{R1234yf} \right)^5
\end{aligned} \tag{4.13}$$

$L3_{00}= 0.7993$ ;  $L3_{10}= 0.03061$ ;  $L3_{01}= -0.03755$ ;  $L3_{20}= -0.0003756$ ;  $L3_{11}= 0.0009916$ ;  
 $L3_{02}= 0.006378$ ;  $L3_{30}= 0.0002371$ ;  $L3_{21}= -0.0008201$ ;  $L3_{12}= 0.0008024$ ;

$$\begin{aligned}
L3_{03} &= -0.002087; & L3_{40} &= -0.0002195; & L3_{31} &= 0.00124; & L3_{22} &= -0.002421; \\
L3_{13} &= 0.002127; & L3_{04} &= -0.0003256; & L3_{50} &= 5.019e-006; & L3_{41} &= -0.0001214; \\
L3_{32} &= 0.0003207; & L3_{23} &= -0.0002766; & L3_{14} &= 1.974e-005; & L3_{05} &= 1.314e-005;
\end{aligned}$$

R134a soğutucu akışkanın soğutma çevriminin (1) noktasındaki entropi ( $s_1$ ) değerinin 5. dereceden iki bilinmeyenli polinom denklemi ve sabit katsayı değerleri:

$$\begin{aligned}
(s_1)_{R134a} &= D3_{00} + D3_{10}T_1 + D3_{01}((P_{evap})_{R134a}) + D3_{20}T_1^2 + D3_{11}T_1((P_{evap})_{R134a}) \\
&+ D3_{02}((P_{evap})_{R134a})^2 + D3_{30}T_1^3 + D3_{21}T_1^2((P_{evap})_{R134a}) \\
&+ D3_{12}T_1((P_{evap})_{R134a})^2 + D3_{03}((P_{evap})_{R134a})^3 + D3_{40}T_1^4 \\
&+ D3_{31}T_1^3((P_{evap})_{R134a}) + D3_{22}T_1^2((P_{evap})_{R134a})^2 \\
&+ D3_{13}T_1((P_{evap})_{R134a})^3 + D3_{04}((P_{evap})_{R134a})^4 + D3_{50}T_1^5 \\
&+ D3_{41}T_1^4((P_{evap})_{R134a}) + D3_{32}T_1^3((P_{evap})_{R134a})^2 \\
&+ D3_{23}T_1^2((P_{evap})_{R134a})^3 + D3_{14}T_1((P_{evap})_{R134a})^4 \\
&+ D3_{05}((P_{evap})_{R134a})^5
\end{aligned} \tag{4.14}$$

$$\begin{aligned}
D3_{00} &= 0.9382; & D3_{10} &= 0.03311; & D3_{01} &= -0.03698; & D3_{20} &= -0.0005901; & D3_{11} &= 0.001436; \\
D3_{02} &= 0.004623; & D3_{30} &= 5.389e-005; & D3_{21} &= -0.0003281; & D3_{12} &= 0.0005817; \\
D3_{03} &= -0.001562; & D3_{40} &= -0.0003388; & D3_{31} &= 0.001707; & D3_{22} &= -0.003288; \\
D3_{13} &= 0.002874; & D3_{04} &= -0.0005163; & D3_{50} &= 8.458e-005; & D3_{41} &= -0.0004204; \\
D3_{32} &= 0.0007168; & D3_{23} &= -0.0004289; & D3_{14} &= -0.0001424; & D3_{05} &= 9.102e-005;
\end{aligned}$$

#### 4.1.4. R1234yf ve R134a soğutucu akışkaların soğutma çevriminin kompresör çıkış noktasındaki özelliklerinin modellenmesi

Soğutma çevriminde Şekil 4.1'de görüldüğü gibi kompresör çıkışı kondenser girişi (2) noktası olarak adlandırılır. Bu noktadaki soğutucu akışkan kızgın buhar fazında olduğu için termodinamik özellikleri  $T_2$  sıcaklığı ile  $P_{kond}$  basınç değerlerinin fonksiyonudur. Her iki soğutucu akışkan için (2) noktasındaki sıcaklık değerlerinin yani kompresör çıkış sıcaklıklarının bulunması için öncelikli olarak izantropik kompresör için giriş ve çıkış entropilerinin ( $S_1 = S_{2s}$ ) aynı olduğu kabulüyle,  $P_{kond}$



basıncı değerine bağılı olarak izantropik kompresör için kompresör çıkış entalpi değeri ( $h_2$ ) hesaplandı. Kompresör izantropik verim denklemi yardımıyla izantropik verim değerine bağılı olarak gerçek kompresör çıkışı entalpi ( $h_2$ ) değeri hesap edildi. Bulunan (2) noktasındaki entalpi ( $h_2$ ) değeri ve kondenser basıncı değerlerine bağılı olarak her iki soğutucu akışkan için değeri iki bilinmeyenli 5. dereceden polinom denklemi şeklinde modellenmiştir. Soğutucu akışkanlar için kompresör çıkışı entropi değeri  $T_2$  ve  $P_{kond}$  değerlerine bağılı olarak iki bilinmeyenli 5. dereceden polinom denklemleri yardımıyla modellendi. Elde edilen sabitler sırası ile aşağıda verilmiştir.

R1234yf için İzantropik kompresör entropi eşitliği;

$$(s_{2s})_{R1234yf} = (s_1)_{R1234yf} \quad (4.15)$$

R134a için İzantropik kompresör entropi eşitliği;

$$(s_{2s})_{R134a} = (s_1)_{R134a} \quad (4.16)$$

R1234yf soğutucu akışkanın soğutma çevriminin (2) noktasındaki izantropik kompresör için entalpi ( $h_{2s}$ ) değerinin 5. dereceden iki bilinmeyenli polinom denklemi ve sabit katsayı değerleri:

$$\begin{aligned}
(h_{2s})_{R1234yf} = & M1_{00} + M1_{10}((P_{kond})_{R1234yf}) + M1_{01}((S_{2s})_{R1234yf}) \\
& + M1_{20}((P_{kond})_{R1234yf})^2 + M1_{11}((P_{kond})_{R1234yf})((S_{2s})_{R1234yf}) \\
& + M1_{02}((S_{2s})_{R1234yf})^2 + M1_{30}((P_{kond})_{R1234yf})^3 \\
& + M1_{21}((P_{kond})_{R1234yf})^2((S_{2s})_{R1234yf}) \\
& + M1_{12}((P_{kond})_{R1234yf})((S_{2s})_{R1234yf})^2 + M1_{03}((S_{2s})_{R1234yf})^3 \\
& + M1_{40}((P_{kond})_{R1234yf})^4 + M1_{31}((P_{kond})_{R1234yf})^3((S_{2s})_{R1234yf}) \\
& + M1_{22}((P_{kond})_{R1234yf})^2((S_{2s})_{R1234yf})^2 \\
& + M1_{13}((P_{kond})_{R1234yf})((S_{2s})_{R1234yf})^3 + M1_{04}((S_{2s})_{R1234yf})^4 \\
& + M1_{50}((P_{kond})_{R1234yf})^5 + M1_{41}((P_{kond})_{R1234yf})^4((S_{2s})_{R1234yf}) \\
& + M1_{32}((P_{kond})_{R1234yf})^3((S_{2s})_{R1234yf})^2 \\
& + M1_{23}((P_{kond})_{R1234yf})^2((S_{2s})_{R1234yf})^3 \\
& + M1_{14}((P_{kond})_{R1234yf})((S_{2s})_{R1234yf})^4 + M1_{05}((S_{2s})_{R1234yf})^5
\end{aligned} \tag{4.17}$$

$$\begin{aligned}
M1_{00} = & 254.6; \quad M1_{10} = 6.019; \quad M1_{01} = 4.472; \quad M1_{20} = -1.243; \quad M1_{11} = 0.2084; \\
M1_{02} = & 0.02026; \quad M1_{30} = 0.2785; \quad M1_{21} = -0.0191; \quad M1_{12} = -0.002976; \quad M1_{03} = 0.0003474; \\
M1_{40} = & -0.1115; \quad M1_{31} = 0.005772; \quad M1_{22} = -0.0001137; \quad M1_{13} = 0.0001323; \\
M1_{04} = & -1.183e-005; \quad M1_{50} = 0.03445; \quad M1_{41} = -0.001953; \quad M1_{32} = 8.174e-005; \\
M1_{23} = & 2.705e-009; \quad M1_{14} = -6.392e-006; \quad M1_{05} = 4.887e-007;
\end{aligned}$$

R134a soğutucu akışkanın soğutma çevriminin (2) noktasındaki izantropik kompresör için entalpi ( $h_{2s}$ ) değerinin 5. dereceden iki bilinmeyenli polinom denklemi ve sabit katsayı değerleri:

$$\begin{aligned}
(h_{2s})_{R134a} = & E1_{00} + E1_{10}((P_{kond})_{R134a}) + E1_{01}((S_{2s})_{R134a}) \\
& + E1_{20}((P_{kond})_{R134a})^2 + E1_{11}((P_{kond})_{R134a})((S_{2s})_{R134a}) \\
& + E1_{02}((S_{2s})_{R134a})^2 + E1_{30}((P_{kond})_{R134a})^3 \\
& + E1_{21}((P_{kond})_{R134a})^2((S_{2s})_{R134a}) \\
& + E1_{12}((P_{kond})_{R134a})((S_{2s})_{R134a})^2 + E1_{03}((S_{2s})_{R134a})^3 \\
& + E1_{40}((P_{kond})_{R134a})^4 + E1_{31}((P_{kond})_{R134a})^3((S_{2s})_{R134a}) \\
& + E1_{22}((P_{kond})_{R134a})^2((S_{2s})_{R134a})^2 \\
& + E1_{13}((P_{kond})_{R134a})((S_{2s})_{R134a})^3 + E1_{04}((S_{2s})_{R134a})^4 \\
& + E1_{50}((P_{kond})_{R134a})^5 + E1_{41}((P_{kond})_{R134a})^4((S_{2s})_{R134a}) \\
& + E1_{32}((P_{kond})_{R134a})^3((S_{2s})_{R134a})^2 \\
& + E1_{23}((P_{kond})_{R134a})^2((S_{2s})_{R134a})^3 \\
& + E1_{14}((P_{kond})_{R134a})((S_{2s})_{R134a})^4 + E1_{05}((S_{2s})_{R134a})^5
\end{aligned} \tag{4.18}$$

$E1_{00}= 298.4$ ;  $E1_{10}= 7.508$ ;  $E1_{01}= 7.163$ ;  $E1_{20}= -1.399$ ;  $E1_{11}= 0.3382$ ;  $E1_{02}= 0.05618$ ;  
 $E1_{30}= 0.3104$ ;  $E1_{21}= -0.04032$ ;  $E1_{12}= -0.004147$ ;  $E1_{03}= 0.001073$ ;  $E1_{40}= -0.1252$ ;  
 $E1_{31}= 0.01191$ ;  $E1_{22}= -1.997e-005$ ;  $E1_{13}= 0.0002006$ ;  $E1_{04}= -4.253e-005$ ;  
 $E1_{50}= 0.03853$ ;  $E1_{41}= -0.003554$ ;  $E1_{32}= 6.112e-005$ ;  $E1_{23}= -3.63e-006$ ;  
 $E1_{14}= -7.661e-006$ ;  $E1_{05}= 2.19e-006$ ;

R1234yf soğutucu akışkanın soğutma çevriminin (2) noktasındaki kompresör izantopik verimine bağlı olarak entalpi ( $h_2$ ) değerinin fonksiyon eşitliği:

$$(h_2)_{R1234yf} = \left[ \frac{|(h_{2s})_{R1234yf} - (h_1)_{R1234yf}|}{\eta_s} \right] + (h_1)_{R1234yf} \tag{4.19}$$

R134a soğutucu akışkanın soğutma çevriminin (2) noktasındaki kompresör izantopik verimine bağlı olarak entalpi ( $h_2$ ) değerinin fonksiyon eşitliği:

$$(h_2)_{R134a} = \left[ \frac{|(h_{2s})_{R134a} - (h_1)_{R134a}|}{\eta_s} \right] + (h_1)_{R134a} \tag{4.20}$$

R1234yf soğutucu akışkanın soğutma çevriminin (2) noktasındaki sıcaklık ( $T_2$ ) değerinin 5. dereceden iki bilinmeyenli polinom denklemi ve sabit katsayı değerleri:

$$\begin{aligned}
(T_2)_{R1234yf} = & M2_{00} + M2_{10}((P_{kond})_{R1234yf}) + M2_{01}((h_2)_{R1234yf}) \\
& + M2_{20}((P_{kond})_{R1234yf})^2 + M2_{11}((P_{kond})_{R1234yf})((h_2)_{R1234yf}) \\
& + M2_{02}((h_2)_{R1234yf})^2 + M2_{30}((P_{kond})_{R1234yf})^3 \\
& + M2_{21}((P_{kond})_{R1234yf})^2((h_2)_{R1234yf}) \\
& + M2_{12}((P_{kond})_{R1234yf})((h_2)_{R1234yf})^2 + M2_{03}((h_2)_{R1234yf})^3 \\
& + M2_{40}((P_{kond})_{R1234yf})^4 + M2_{31}((P_{kond})_{R1234yf})^3((h_2)_{R1234yf}) \\
& + M2_{22}((P_{kond})_{R1234yf})^2((h_2)_{R1234yf})^2 \\
& + M2_{13}((P_{kond})_{R1234yf})((h_2)_{R1234yf})^3 + M2_{04}((h_2)_{R1234yf})^4 \\
& + M2_{50}((P_{kond})_{R1234yf})^5 + M2_{41}((P_{kond})_{R1234yf})^4((h_2)_{R1234yf}) \\
& + M2_{32}((P_{kond})_{R1234yf})^3((h_2)_{R1234yf})^2 \\
& + M2_{23}((P_{kond})_{R1234yf})^2((h_2)_{R1234yf})^3 \\
& + M2_{14}((P_{kond})_{R1234yf})((h_2)_{R1234yf})^4 + M2_{05}((h_2)_{R1234yf})^5
\end{aligned} \tag{4.21}$$

$M2_{00}= 70.09$ ;  $M2_{10}= 12.18$ ;  $M2_{01}= 5.593$ ;  $M2_{20}= 0.3221$ ;  $M2_{11}= -1.478$ ;  
 $M2_{02}= 0.2321$ ;  $M2_{30}= -0.07087$ ;  $M2_{21}= -0.1052$ ;  $M2_{12}= 0.1796$ ;  $M2_{03}= -0.02966$ ;  
 $M2_{40}= -0.02738$ ;  $M2_{31}= 0.03634$ ;  $M2_{22}= 0.01021$ ;  $M2_{13}= -0.01708$ ;  $M2_{04}= 0.002373$ ;  
 $M2_{50}= -0.001824$ ;  $M2_{41}= 0.01689$ ;  $M2_{32}= -0.02016$ ;  $M2_{23}= 0.009519$ ;  
 $M2_{14}= -0.003368$ ;  $M2_{05}= 0.0006478$ ;

R134a soğutucu akışkanın soğutma çevriminin (2) noktasındaki sıcaklık ( $T_2$ ) değerinin 5. dereceden iki bilinmeyenli polinom denklemi ve sabit katsayı değerleri:

$$\begin{aligned}
(T_2)_{R134a} = & E2_{00} + E2_{10}((P_{kond})_{R134a}) + E2_{01}((h_2)_{R134a}) + E2_{20}((P_{kond})_{R134a})^2 \\
& + E2_{11}((P_{kond})_{R134a})((h_2)_{R134a}) + E2_{02}((h_2)_{R134a})^2 \\
& + E2_{30}((P_{kond})_{R134a})^3 + E2_{21}((P_{kond})_{R134a})^2((h_2)_{R134a}) \\
& + E2_{12}((P_{kond})_{R134a})((h_2)_{R134a})^2 + E2_{03}((h_2)_{R134a})^3 \\
& + E2_{40}((P_{kond})_{R134a})^4 + E2_{31}((P_{kond})_{R134a})^3((h_2)_{R134a}) \\
& + E2_{22}((P_{kond})_{R134a})^2((h_2)_{R134a})^2 \\
& + E2_{13}((P_{kond})_{R134a})((h_2)_{R134a})^3 + E2_{04}((h_2)_{R134a})^4 \\
& + E2_{50}((P_{kond})_{R134a})^5 + E2_{41}((P_{kond})_{R134a})^4((h_2)_{R134a}) \\
& + E2_{32}((P_{kond})_{R134a})^3((h_2)_{R134a})^2 \\
& + E2_{23}((P_{kond})_{R134a})^2((h_2)_{R134a})^3 \\
& + E2_{14}((P_{kond})_{R134a})((h_2)_{R134a})^4 + E2_{05}((h_2)_{R134a})^5
\end{aligned} \tag{4.22}$$

$E_{200}= 79.13$ ;  $E_{210}= 11.19$ ;  $E_{201}= 8.426$ ;  $E_{220}= -0.108$ ;  $E_{211}= -1.443$ ;  $E_{202}= 0.2895$ ;  
 $E_{230}= -0.02414$ ;  $E_{221}= 0.02083$ ;  $E_{212}= 0.1553$ ;  $E_{203}= -0.04372$ ;  $E_{240}= -0.00581$ ;  
 $E_{231}= 0.009931$ ;  $E_{222}= -0.00681$ ;  $E_{213}= -0.01533$ ;  $E_{204}= 0.004695$ ;  
 $E_{250}= -0.0002447$ ;  $E_{241}= 0.003315$ ;  $E_{232}= -0.004342$ ;  $E_{223}= 0.003945$ ;  
 $E_{214}= -0.0002318$ ;  $E_{205}= 5.989e-005$ ;

R1234yf soğutucu akışkanın soğutma çevriminin (2) noktasındaki entropi ( $s_2$ ) değerinin 5. dereceden iki bilinmeyenli polinom denklemi ve sabit katsayı değerleri:

$$\begin{aligned}
 (s_2)_{R1234yf} = & M3_{00} + M3_{10}((T_2)_{R1234yf}) + M3_{01}((P_{kond})_{R1234yf}) \\
 & + M3_{20}((T_2)_{R1234yf})^2 + M3_{11}((T_2)_{R1234yf}) \times ((P_{kond})_{R1234yf}) \\
 & + M3_{02}((P_{kond})_{R1234yf})^2 + M3_{30}((T_2)_{R1234yf})^3 \\
 & + M3_{21}((T_2)_{R1234yf})^2((P_{kond})_{R1234yf}) \\
 & + M3_{12}((T_2)_{R1234yf})((P_{kond})_{R1234yf})^2 + M3_{03}((P_{kond})_{R1234yf})^3 \\
 & + M3_{40}((T_2)_{R1234yf})^4 + M3_{31}((T_2)_{R1234yf})^3((P_{kond})_{R1234yf}) \\
 & + M3_{22}((T_2)_{R1234yf})^2((P_{kond})_{R1234yf})^2 \\
 & + M3_{13}((T_2)_{R1234yf})((P_{kond})_{R1234yf})^3 + M3_{04}((P_{kond})_{R1234yf})^4 \\
 & + M3_{50}((T_2)_{R1234yf})^5 + M3_{41}((T_2)_{R1234yf})^4((P_{kond})_{R1234yf}) \\
 & + M3_{32}((T_2)_{R1234yf})^3((P_{kond})_{R1234yf})^2 \\
 & + M3_{23}((T_2)_{R1234yf})^2((P_{kond})_{R1234yf})^3 \\
 & + M3_{14}((T_2)_{R1234yf})((P_{kond})_{R1234yf})^4 + M3_{05}((P_{kond})_{R1234yf})^5
 \end{aligned} \tag{4.23}$$

$M3_{00}= 0.8176$ ;  $M3_{10}= 0.07376$ ;  $M3_{01}= -0.0701$ ;  $M3_{20}= -0.01208$ ;  $M3_{11}= 0.03507$ ;  
 $M3_{02}= -0.01606$ ;  $M3_{30}= 0.0106$ ;  $M3_{21}= -0.04143$ ;  $M3_{12}= 0.05069$ ;  $M3_{03}= -0.02008$ ;  
 $M3_{40}= -0.01115$ ;  $M3_{31}= 0.05162$ ;  $M3_{22}= -0.08823$ ;  $M3_{13}= 0.06486$ ;  $M3_{04}= -0.01671$ ;  
 $M3_{50}= 0.001081$ ;  $M3_{41}= -0.01018$ ;  $M3_{32}= 0.02919$ ;  $M3_{23}= -0.03606$ ;  $M3_{14}= 0.01955$ ;  
 $M3_{05}= -0.003771$ ;

R134a soğutucu akışkanın soğutma çevriminin (2) noktasındaki entropi ( $s_2$ ) değerinin 5. dereceden iki bilinmeyenli polinom denklemi ve sabit katsayı değerleri:

$$\begin{aligned}
(s_2)_{R134a} = & E3_{00} + E3_{10}((T_2)_{R134a}) + E3_{01}((P_{kond})_{R134a}) + E3_{20}((T_2)_{R134a})^2 \\
& + E3_{11}((T_2)_{R134a})((P_{kond})_{R134a}) + E3_{02}((P_{kond})_{R134a})^2 \\
& + E3_{30}((T_2)_{R134a})^3 + E3_{21}((T_2)_{R134a})^2((P_{kond})_{R134a}) \\
& + E3_{12}((T_2)_{R134a})((P_{kond})_{R134a})^2 + E3_{03}((P_{kond})_{R134a})^3 \\
& + E3_{40}((T_2)_{R134a})^4 + E3_{31}((T_2)_{R134a})^3((P_{kond})_{R134a}) \\
& + E3_{22}((T_2)_{R134a})^2((P_{kond})_{R134a})^2 \\
& + E3_{13}((T_2)_{R134a})((P_{kond})_{R134a})^3 + E3_{04}((P_{kond})_{R134a})^4 \\
& + E3_{50}((T_2)_{R134a})^5 + E3_{41}((T_2)_{R134a})^4((P_{kond})_{R134a}) \\
& + E3_{32}((T_2)_{R134a})^3((P_{kond})_{R134a})^2 \\
& + E3_{23}((T_2)_{R134a})^2((P_{kond})_{R134a})^3 \\
& + E3_{14}((T_2)_{R134a})((P_{kond})_{R134a})^4 + E3_{05}((P_{kond})_{R134a})^5
\end{aligned} \tag{4.24}$$

$$\begin{aligned}
E3_{00} = & 0.9471; \quad E3_{10} = 0.07013; \quad E3_{01} = -0.06345; \quad E3_{20} = -0.007538; \quad E3_{11} = 0.01925; \\
E3_{02} = & -0.003731; \quad E3_{30} = 0.003185; \quad E3_{21} = -0.0119; \quad E3_{12} = 0.01264; \quad E3_{03} = -0.005; \\
E3_{40} = & -0.001438; \quad E3_{31} = 0.006864; \quad E3_{22} = -0.01123; \quad E3_{13} = 0.007381; \\
E3_{04} = & -0.001173; \quad E3_{50} = 7.051e-005; \quad E3_{41} = -0.0009764; \quad E3_{32} = 0.002884; \\
E3_{23} = & -0.003244; \quad E3_{14} = 0.001412; \quad E3_{05} = -0.0003036;
\end{aligned}$$

#### 4.1.5. R1234yf ve R134a soğutucu akışkanların soğutma çevriminin genişleme elemanının çıkış noktasındaki özelliklerinin modellenmesi

Soğutma çevriminde Şekil 4.1’de görüldüğü gibi genişleme elemanı çıkışı evaporatör girişi dört (4) noktası olarak adlandırılır. Burada soğutucu akışkan üzerindeki basınç genişleme elemanı tarafından azaltılarak düşük basınçta sıvı buhar fazında olur. Bu noktadaki soğutucu akışkan entalpisinin termodinamik olarak genişleme elemanı girişindeki entalpi değerine eşit olduğu kabul edilir. Aynı zaman da bu noktadaki basıncın termodinamik olarak evaporatör basıncına eşit olduğu kabul edilir. Böylece, denklem (4.33-4.34) kullanılarak bu noktadaki soğutucu akışkan entropi değerleri hesaplanabilir. Bu amaç için denklem (4.33-4.34)’deki evaporatör doyma sıcaklığına karşılık gelen sıvı ve buhar halindeki entalpi ve entropi değerlerinin polinom denklemleri modellenerek 4 noktasındaki entropi değerleri hesaplanmıştır.

R1234yf soğutucu akışkanın (4) noktasındaki evaporatör doyma sıcaklığına karşılık gelen sıvı entalpi  $((h_l)_{R1234yf})$  değerinin 10. dereceden tek bilinmeyenli polinom denklemi ve sabit katsayı değerleri:

$$\begin{aligned} (h_l)_{R1234yf} = & N1_1 T_{evap}^{10} + N1_2 T_{evap}^9 + N1_3 T_{evap}^8 + N1_4 T_{evap}^7 + N1_5 T_{evap}^6 \\ & + N1_6 T_{evap}^5 + N1_7 T_{evap}^4 + N1_8 T_{evap}^3 + N1_9 T_{evap}^2 + N1_{10} T_{evap} \\ & + N1_{11} \end{aligned} \quad (4.25)$$

$N1_1 = -1.2642e-007$ ;  $N1_2 = 1.3033e-006$ ;  $N1_3 = 8.0987e-006$ ;  $N1_4 = 8.7358e-006$ ;  
 $N1_5 = -1.7434e-005$ ;  $N1_6 = 0.00011428$ ;  $N1_7 = 0.0016441$ ;  $N1_8 = 0.015424$ ;  
 $N1_9 = 0.46706$ ;  $N1_{10} = 20.654$ ;  $N1_{11} = 52.171$ ;

R134a soğutucu akışkanın (4) noktasındaki evaporatör doyma sıcaklığına karşılık gelen sıvı entalpisi  $((h_l)_{R134a})$  değerinin 10. dereceden tek bilinmeyenli polinom denklemi ve sabit katsayı değerleri:

$$\begin{aligned} (h_l)_{R134a} = & F1_1 T_{evap}^{10} + F1_2 T_{evap}^9 + F1_3 T_{evap}^8 + F1_4 T_{evap}^7 + F1_5 T_{evap}^6 \\ & + F1_6 T_{evap}^5 + F1_7 T_{evap}^4 + F1_8 T_{evap}^3 + F1_9 T_{evap}^2 + F1_{10} T_{evap} \\ & + F1_{11} \end{aligned} \quad (4.26)$$

$F1_1 = 3.822e-008$ ;  $F1_2 = 9.2488e-008$ ;  $F1_3 = 1.8852e-007$ ;  $F1_4 = 3.3918e-006$ ;  
 $F1_5 = 2.8359e-005$ ;  $F1_6 = 0.00024585$ ;  $F1_7 = 0.0022767$ ;  $F1_8 = 0.024506$ ;  
 $F1_9 = 0.35558$ ;  $F1_{10} = 21.441$ ;  $F1_{11} = 55.223$ ;

R1234yf soğutucu akışkanın (4) noktasındaki evaporatör doyma sıcaklığına karşılık gelen buhar entalpisi  $((h_g)_{R1234yf})$  değerinin 10. dereceden tek bilinmeyenli polinom denklemi ve sabit katsayı değerleri:

$$\begin{aligned} (h_g)_{R1234yf} = & N2_1 T_{evap}^{10} + N2_2 T_{evap}^9 + N2_3 T_{evap}^8 + N2_4 T_{evap}^7 + N2_5 T_{evap}^6 \\ & + N2_6 T_{evap}^5 + N2_7 T_{evap}^4 + N2_8 T_{evap}^3 + N2_9 T_{evap}^2 + N2_{10} T_{evap} \\ & + N2_{11} \end{aligned} \quad (4.27)$$

$N2_1= 5.9063e-007$ ;  $N2_2= -2.5853e-006$ ;  $N2_3= -1.4866e-005$ ;  $N2_4= 2.2592e-005$ ;  
 $N2_5= 0.00012763$ ;  $N2_6= -0.00050034$ ;  $N2_7= -0.0051633$ ;  $N2_8= -0.044585$ ;  
 $N2_9= -0.21548$ ;  $N2_{10}= 10.259$ ;  $N2_{11}= 213.84$ ;

R134a soğutucu akışkanın (4) noktasındaki evaporatör doyma sıcaklığına karşılık gelen buhar entalpisi  $((h_g)_{R134a})$  değerinin 10. dereceden tek bilinmeyenli polinom denklemi ve sabit katsayı değerleri:

$$\begin{aligned} (h_g)_{R134a} = & F2_1 T_{evap}^{10} + F2_2 T_{evap}^9 + F2_3 T_{evap}^8 + F2_4 T_{evap}^7 + F2_5 T_{evap}^6 \\ & + F2_6 T_{evap}^5 + F2_7 T_{evap}^4 + F2_8 T_{evap}^3 + F2_9 T_{evap}^2 + F2_{10} T_{evap} \\ & + F2_{11} \end{aligned} \quad (4.28)$$

$F2_1= -1.8768e-008$ ;  $F2_2= -1.3541e-007$ ;  $F2_3= -8.7028e-007$ ;  $F2_4= -5.0222e-006$ ;  
 $F2_5= -4.5396e-005$ ;  $F2_6= -0.00044732$ ;  $F2_7= -0.0025895$ ;  $F2_8= -0.038175$ ;  
 $F2_9= -0.29894$ ;  $F2_{10}= 9.1743$ ;  $F2_{11}= 251.91$ ;

R1234yf soğutucu akışkanın (4) noktasındaki evaporatör doyma sıcaklığına karşılık gelen sıvı entropisi  $((s_l)_{R1234yf})$  değerinin 10. dereceden tek bilinmeyenli polinom denklemi ve sabit katsayı değerleri:

$$\begin{aligned} (s_l)_{R1234yf} = & N3_1 T_{evap}^{10} + N3_2 T_{evap}^9 + N3_3 T_{evap}^8 + N3_4 T_{evap}^7 + N3_5 T_{evap}^6 \\ & + N3_6 T_{evap}^5 + N3_7 T_{evap}^4 + N3_8 T_{evap}^3 + N3_9 T_{evap}^2 + N3_{10} T_{evap} \\ & + N3_{11} \end{aligned} \quad (4.29)$$

$N3_1= -7.6966e-009$ ;  $N3_2= 1.2916e-008$ ;  $N3_3= 9.0355e-008$ ;  $N3_4= -3.4339e-008$ ;  
 $N3_5= -2.7775e-007$ ;  $N3_6= 4.3107e-007$ ;  $N3_7= 2.6062e-006$ ;  $N3_8= 6.401e-005$ ;  
 $N3_9= -0.00057241$ ;  $N3_{10}= 0.074367$ ;  $N3_{11}= 0.20433$ ;

R134a soğutucu akışkanın (4) noktasındaki evaporatör doyma sıcaklığına karşılık gelen sıvı entropisi değerinin  $((s_l)_{R134a})$  10. dereceden tek bilinmeyenli polinom denklemi ve sabit katsayı değerleri:



$$\begin{aligned}
(s_1)_{R134a} = & F3_1 T_{evap}^{10} + F3_2 T_{evap}^9 + F3_3 T_{evap}^8 + F3_4 T_{evap}^7 + F3_5 T_{evap}^6 \\
& + F3_6 T_{evap}^5 + F3_7 T_{evap}^4 + F3_8 T_{evap}^3 + F3_9 T_{evap}^2 + F3_{10} T_{evap} \\
& + F3_{11}
\end{aligned} \tag{4.30}$$

$$\begin{aligned}
F3_1 = & -7.6233e-009; F3_2 = 2.5742e-008; F3_3 = 6.1495e-008; F3_4 = -1.5835e-007; \\
F3_5 = & -9.2099e-008; F3_6 = 1.0994e-006; F3_7 = 2.5469e-006; F3_8 = 0.00011508; \\
F3_9 = & -0.001056; F3_{10} = 0.077273; F3_{11} = 0.21658;
\end{aligned}$$

R1234yf soğutucu akışkanın (4) noktasındaki evaporatör doyma sıcaklığına karşılık gelen buhar entropisi  $\left((s_g)_{R1234yf}\right)$  değerinin 10. dereceden tek bilinmeyenli polinom denklemi ve sabit katsayı değerleri:

$$\begin{aligned}
(s_g)_{R1234yf} = & N4_1 T_{evap}^{10} + N4_2 T_{evap}^9 + N4_3 T_{evap}^8 + N4_4 T_{evap}^7 + N4_5 T_{evap}^6 \\
& + N4_6 T_{evap}^5 + N4_7 T_{evap}^4 + N4_8 T_{evap}^3 + N4_9 T_{evap}^2 + N4_{10} T_{evap} \\
& + N4_{11}
\end{aligned} \tag{4.31}$$

$$\begin{aligned}
N4_1 = & -3.3376e-007; N4_2 = 1.1336e-007; N4_3 = 2.4622e-006; N4_4 = -9.4077e-007; \\
N4_5 = & -5.9507e-006; N4_6 = 1.1512e-006; N4_7 = 2.1508e-006; N4_8 = -0.00025084; \\
N4_9 = & 0.0010678; N4_{10} = 0.0028724; N4_{11} = 0.79084;
\end{aligned}$$

R134a soğutucu akışkanın (4) noktasındaki evaporatör doyma sıcaklığına karşılık gelen buhar entropisi  $\left((s_g)_{R134a}\right)$  değerinin 10. dereceden tek bilinmeyenli polinom denklemi ve sabit katsayı değerleri:

$$\begin{aligned}
(s_g)_{R134a} = & F4_1 T_{evap}^{10} + F4_2 T_{evap}^9 + F4_3 T_{evap}^8 + F4_4 T_{evap}^7 + F4_5 T_{evap}^6 \\
& + F4_6 T_{evap}^5 + F4_7 T_{evap}^4 + F4_8 T_{evap}^3 + F4_9 T_{evap}^2 + F4_{10} T_{evap} \\
& + F4_{11}
\end{aligned} \tag{4.32}$$

$$\begin{aligned}
F4_1 = & 9.9529e-010; F4_2 = -1.6686e-009; F4_3 = -2.2658e-008; F4_4 = -5.8367e-009; \\
F4_5 = & 3.8943e-008; F4_6 = -2.0287e-006; F4_7 = 6.2254e-006; F4_8 = -0.00025924; \\
F4_9 = & 0.0015001; F4_{10} = -0.0083261; F4_{11} = 0.93013;
\end{aligned}$$

R1234yf soğutucu akışkanın (4) noktasındaki entropi  $((s_4)_{R1234yf})$  değerlerini denklem eşitliği:

$$(s_4)_{R1234yf} = \left[ ((s_l)_{R1234yf}) + \left( \left\{ \frac{|h_3 - (h_l)_{R1234yf}|}{|(h_g)_{R1234yf} - (h_l)_{R1234yf}|} \right\} \times \{(s_g)_{R1234yf} - (s_l)_{R1234yf}\} \right) \right] \quad (4.33)$$

R134a soğutucu akışkanın (4) noktasındaki entropi  $((s_4)_{R134a})$  değerlerinin denklem eşitliği:

$$(s_4)_{R134a} = \left[ ((s_l)_{R134a}) + \left( \left\{ \frac{|h_3 - (h_l)_{R134a}|}{|(h_g)_{R134a} - (h_l)_{R134a}|} \right\} \times \{(s_g)_{R134a} - (s_l)_{R134a}\} \right) \right] \quad (4.34)$$

#### 4.1.6. Termodinamik modelleme sonuçları

R134a ve R1234yf soğutucu akışkanları kullanan bir otomobil klima sisteminin performans parametrelerinin çeşitli evaporatör ve kondenser ile superheat sıcaklığına bağlı olarak değişimi Şekil 4.3 – 4.7'de görülmektedir. Bu şekillerde teorik analiz karşılaştırması için kullanılan superheat, evaporatör ve kondenser sıcaklıkları ile diğer sistem parametre değerleri Tablo 4.1'de verilmiştir. Ayrıca Tablo 4.2'de yapılan modelleme sonuçlarının gerçek tablo değerleri arasındaki hata değerleri de verilmiştir.

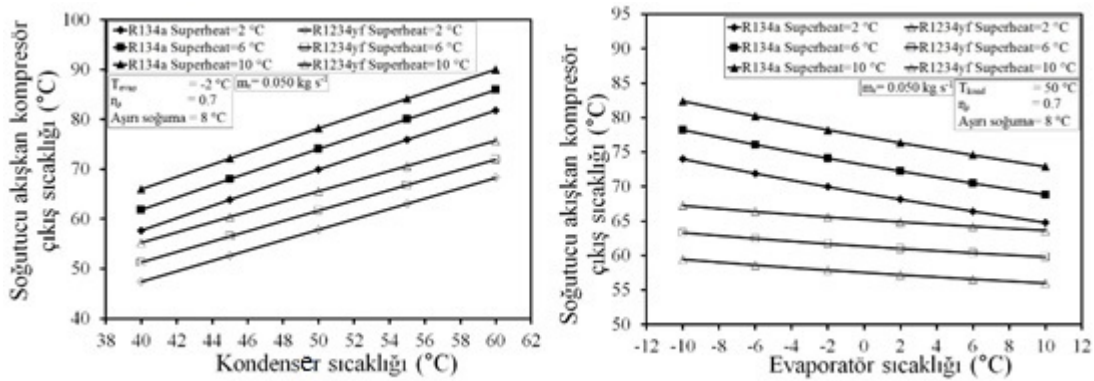
Tablo 4.1. Termodinamik analiz için sistem giriş parametreleri ve değerleri.

Giriş parametreleri	Değerler	Birim
Evaporatör sıcaklığı	-10,-6,-2,2,6,10	(°C)
Kondensör sıcaklığı	40,45,50,55,60	(°C)
Superheat	2,6,10	(°C)
Aşırı soğuma	8	(°C)
Soğutucu akışkan kütleli debisi	0,050	(kg/s)
İzantropik kompresör verimi	0,7	(birimsiz)
Çevre sıcaklığı	35	(°C)
Evaporatör ve kondenser giriş sıcaklığı	35	(°C)

Tablo 4.2 Termodinamik modelleme sonuçlarının gerçek tablo değerleri ile olan doğrulukları.

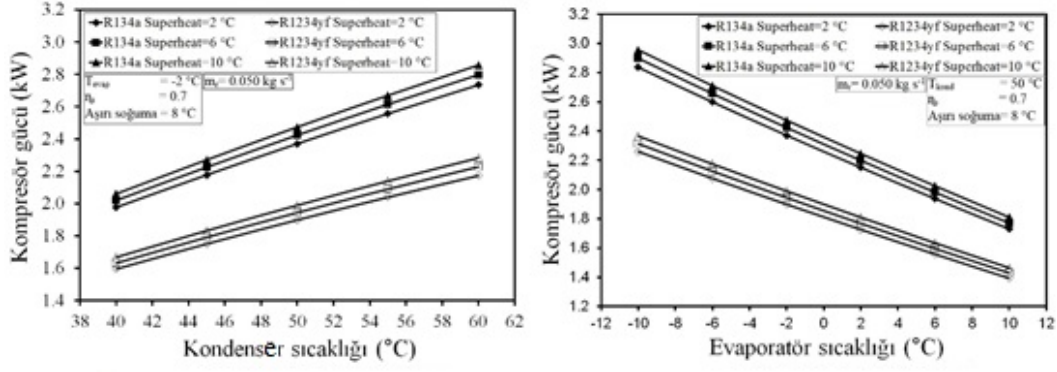
Parametreler	R1234yf	R134a
$T_2$	$\% \pm 0,095$	$\% \pm 0,062$
$Q_{\text{evap}}$	$\% \pm 0,065$	$\% \pm 0,060$
$W_{\text{komp}}$	$\% \pm 0,094$	$\% \pm 0,150$
$Q_{\text{kond}}$	$\% \pm 0,011$	$\% \pm 0,045$
STK	$\% \pm 0,150$	$\% \pm 0,210$
$E_{\text{dtot}}$	$\% \pm 0,294$	$\% \pm 0,350$

İki farklı soğutucu akışkan kullanılan sistem için kompresör çıkış sıcaklığının kondenser ve evaporatör sıcaklığı ile değişimi, Şekil 4.3’de gösterilmiştir. İki sistemde de kompresör çıkış sıcaklığı, kondenser ve superheat sıcaklıklarının artması ile artmakta iken evaporatör sıcaklığının artması ile azalmaktadır. R1234yf soğutucu akışkanlı sistemin R134a soğutucu akışkanlı sisteme göre 9–15 °C daha az kompresör çıkış sıcaklığına sahip olduğu görülmektedir. R1234yf soğutucu akışkanlı sistemin kondenser ve evaporatör sıcaklıklarının artması durumunda R134a soğutucu sisteme göre daha kararlı olduğu görülmektedir.

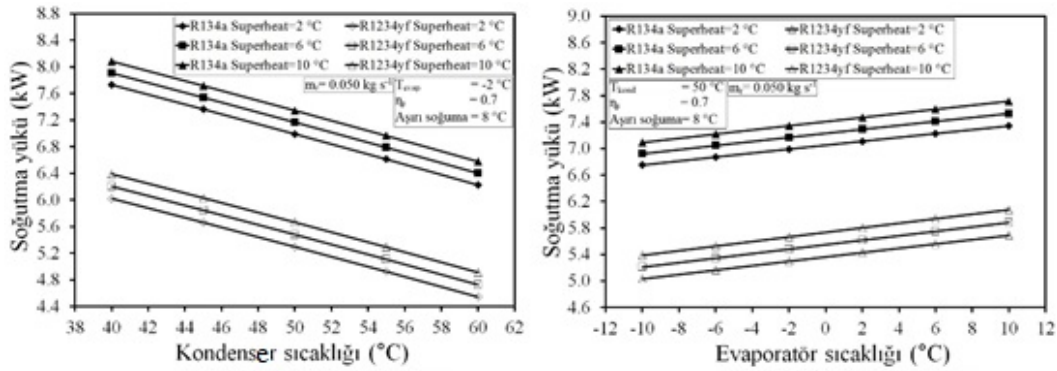


Şekil 4.3. Soğutucu akışkan kompresör çıkış sıcaklığının kondenser ve evaporatör sıcaklığı ile değişimi.

İki farklı soğutucu akışkan kullanan sistem için kompresör gücünün kondenser ve evaporatör sıcaklığı ile değişimi, Şekil 4.4’de gösterilmiştir. R1234yf ve R134a soğutucu akışkan iki sistem içinde kompresör gücü, kondenser ve superheat sıcaklıklarının artması ile artmakta iken evaporatör sıcaklığının artması ile azalmaktadır. R1234yf soğutucu akışkanlı sistemin R134a soğutucu akışkanlı sisteme göre 0.59–0.35 kW daha az kompresör gücüne sahip olduğu görülmektedir.

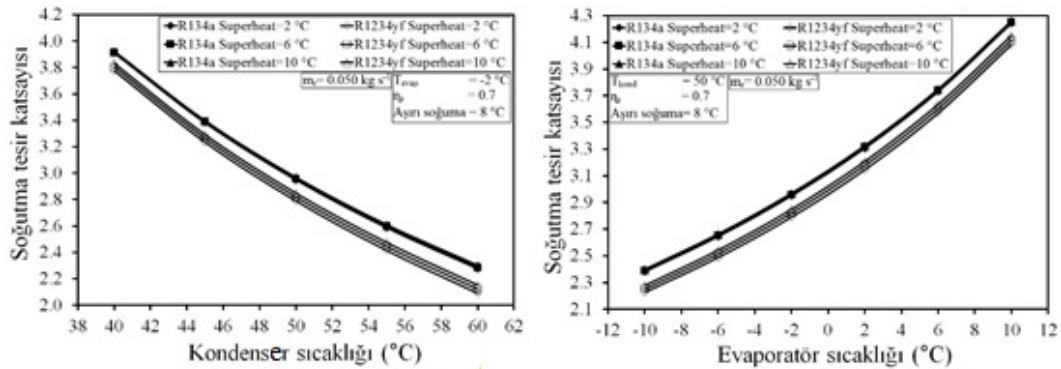


Şekil 4.4. Kompresör gücünün kondenser ve evaporatör sıcaklığı ile değişimi.



Şekil 4.5. Soğutma kapasitesinin kondenser ve evaporatör sıcaklığı ile değişimi.

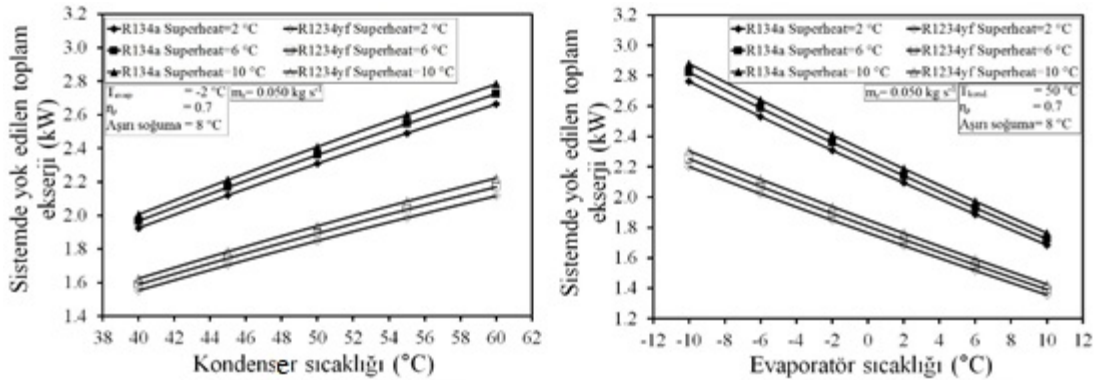
İki farklı soğutucu akışkan kullanan sistem için soğutma kapasitesinin kondenser ve evaporatör sıcaklığı ile değişimi, Şekil 4.5’de gösterilmiştir. R1234yf ve R134a soğutucu akışkanlı iki sistem içinde soğutma kapasitesi, kondenser ve superheat sıcaklıklarının artması ile azalmakta iken evaporatör sıcaklığının artması ile artmaktadır. R1234yf’li sistemin R134a’lı sisteme göre %21–25 daha az soğutma kapasitesine sahip olduğu görülmektedir.



Şekil 4.6. Soğutma tesir katsayısının kondenser ve evaporatör sıcaklığı ile değişimi.

İki farklı soğutucu akışkan kullanan sistem için soğutma tesir katsayısının kondenser ve evaporatör sıcaklığı ile değişimi, Şekil 4.6’da görülmektedir. R1234yf ve R134a soğutucu akışkanlı iki sistem içinde soğutma tesir katsayısı, kondenser ve superheat sıcaklıklarının artması ile azalmakta iken evaporatör sıcaklığının artması ile artmaktadır. R1234yf’li sistemin R134a’lı sisteme göre % 2.6–5 daha düşük soğutma tesir katsayısına sahip olduğu görülmektedir. Superheat sıcaklığının artması ile R1234yf soğutucu akışkanlı sistemin soğutma tesir katsayısı artar iken R134a sisteminde görülür bir değişme gözlenmemektedir.

İki farklı soğutucu akışkan kullanan sistem için çevrimde yok edilen toplam ekserjinin kondenser ve evaporatör sıcaklığı ile değişimi, Şekil 4.7’de gösterilmiştir. R1234yf ve R134a soğutucu akışkan iki sistem içinde çevrimde yok edilen toplam ekserji, kondenser ve superheat sıcaklıklarının artması ile artmakta iken evaporatör sıcaklığının artması ile azalmaktadır. R1234yf soğutucu akışkanlı sistemin R134a soğutucu akışkanlı sisteme göre 0.57–0.34 kW daha az çevrimde yok edilen toplam ekserjiye sahip olduğu görülmektedir.



Şekil 4.7. Çevrimde yok edilen toplam ekserjinin kondenser ve evaporatör sıcaklığı ile değişimi.

#### 4.2. Otomobil İklimlendirme Sistemi Elemanlarının Modellenmesi

Otomobil iklimlendirme sistemi elemanlarının modellenerek bütün sistemin performans analizinin yapıldığı yayınlar sınırlı sayıdadır. Bunlardan en önemlisi Jabardo ve arkadaşların [37] çalışmalarıdır. Bu çalışmada otomobil iklimlendirme

sisteminin elemanları olan kompresörün, kondenserin, evaporatörün, genişleme valfinin ve bağlantı hatlarının modellenmeleri yapılmıştır. Bu modellenmenin doğruluğu yapılan deneylerle karşılaştırılmıştır. Modelleme ve deneyler kompresör hızı ile evaporatör ve kondenser giriş hava akım sıcaklığına göre yapılmıştır. Modelleme ile deneysel sonuçlar arasında %20 sapma olduğunu ortaya koymuşlardır. Otomobil iklimlendirme sisteminin modellenmesi üzerine Lee ve Yoo 'da [36] araştırmalarda bulunmuştur. Hazırlamış oldukları bilgisayar programı yardımıyla soğutma çevrimi bileşenlerinin modellenmesini yaparak deneysel veriler ile karşılaştırmışlardır.

Yukarıda ifade edilen çalışmalar sadece R134a soğutucu akışkanı kullanan sistemin modellenmesi üzerine yapılmış çalışmalardır. R1234yf soğutucu akışkanı kullanan sistemler için ise sadece bazı elemanların modellenmesi ile ilgili çalışmalar yapılmıştır. Zhao ve arkadaşları [56] soğutucu akışkan olarak R1234yf soğutucu akışkanını kullanan bir mikro kanallı evaporatörün modellenmesini yapmışlardır. Bir otomobil klima sistemi için kurguladıkları altı farklı şart için elde ettikleri deneysel sonuçları karşılaştırmışlardır.

Literatürde yapılan araştırmalar ışığında aşağıda otomobil klima sisteminin kompresör ile kondenser ve evaporatör ısı değiştiricilerin modellenmesi yapılmıştır. Otomobil klima sistemi genişleme elemanı ile bağlantı hatları deneysel sistemden alınan veriler yardımıyla polinom denklemleri halinde modellenmiştir. Otomobil klima sisteminin simülasyon programının akış diyagramı EK 1'de verilmiştir.

#### **4.2.1. Klima kompresörünün modellenmesi**

Otomobil klima sistemlerinde kullanılan klima kompresörlerinde genel olarak iki farklı tip kullanılmaktadır. Bunlar sabit ve değişken kapasiteli yalpalı plakalı kompresörlerdir. Bu çalışmada yer alan klima kompresörü SANDEN SD7H15 model sabit kapasiteli kompresördür. Kompresörün teknik özellikleri Tablo 5.2'de verilmiştir.

Otomobil iklimlendirme sistemlerinde kullanılan klima kompresörünün modellenmesinde iki önemli özellik vardır. Birinci olarak sistemde dolaşan soğutucu akışkan miktarının modellenmesidir. Soğutma sistemi termodinamik yönden dengeli durumda iken soğutma sisteminde dolaşan soğutucu akışkan sabit kapasiteli klima kompresörünün devrine bağlı olarak kompresörün süpürme hacminin fonksiyonudur. Denklem 4.35'de soğutucu akışkanın kompresör boyutlarına bağlı olarak hacimsel debisi verilmiştir [57].

$$\dot{V}_p = \frac{\pi \times D_{cy}^2 \times L_{st} \times N \times n_{komp}}{4} \quad (4.35)$$

Burada;  $D_{cy}$ = silindir çapı (m),  $L_{st}$ = silindir stroku (m),  $N$ = silindir sayısı,  $n_{komp}$ = klima kompresörü devri (d/d),  $\dot{V}_p$ = klima kompresörün hacimsel debisi ( $m^3/dak$ ) ifade etmektedir.

Yukarıdaki denklem, klima kompresörünün teorik hacimsel debisini vermektedir. Gerçekte bu hacimsel debiye parçalar arası boşluklar ve ısı etkiler gibi nedenlerden dolayı ulaşılamamaktadır. Bunun için gerçek hacimsel debinin teorik hacimsel debiye oranı olarak ifade edilen volümetrik verimlilik ( $\eta_v$ ) oranı tanımlanmıştır. Deneysel sistemde kullanılan klima kompresörünün volümetrik verimliliği, her iki soğutucu akışkan için deneysel sonuçlar ile elde edilmiştir. Elde edilen sonuçlar ile volümetrik verimliliğin daha çok klima kompresörü devri ile kondenser üzerinden geçen hava akım hızının fonksiyonu olduğu görülmüştür. Her iki soğutucu akışkan içinde volümetrik verimler kompresör devrinin ve kondenser hava akım hızının fonksiyonu olarak polinom denklemleri halinde modellenmiştir. Aynı zamanda termodinamik modelleme kısmında olduğu gibi klima kompresör girişi olan bir (1) noktası için R134a ve R1234yf soğutucu akışkanlarının yoğunluk değerleri modellenmiştir. Bu değerler denklem 4.40'da yerlerine konularak soğutucu akışkanların kütleli debisi hesaplanmıştır.

$$\begin{aligned} (\eta_v)_{R1234yf} = & P1_{00} + P1_{10}(n_{komp}) + P1_{01}(V_{kond}) + P1_{20}(n_{komp})^2 \\ & + P1_{11}(n_{komp})(V_{kond}) + P1_{02}(V_{kond})^2 \end{aligned} \quad (4.36)$$

$$P1_{00}= 0.7346; \quad P1_{10}= -0.04897; \quad P1_{01}= 0.008638; \quad P1_{20}= 0.000133; \\ P1_{11}= 0.001629; \quad P1_{02}= -0.003382;$$

$$(\eta_v)_{R134a} = R1_{00} + R1_{10}(n_{komp}) + R1_{01}(V_{kond}) + R1_{20}(n_{komp})^2 \\ + R1_{11}(n_{komp})(V_{kond}) + R1_{02}(V_{kond})^2 \quad (4.37)$$

$$R1_{00}= 0.726; \quad R1_{10}= -0.04244; \quad R1_{01}= 0.005088; \quad R1_{20}= -0.0005188; \\ R1_{11}= 0.000342; \quad R1_{02}= -0.001654;$$

R1234yf soğutucu akışkanın soğutma çevriminin (1) noktasındaki yoğunluğu( $\rho_1$ ) değerinin 5. dereceden iki bilinmeyenli polinom denklemi ve sabit katsayı değerleri:

$$(\rho_1)_{R1234yf} = L4_{00} + L4_{10}T_1 + L4_{01}((P_{evap})_{R1234yf}) + L4_{20}T_1^2 \\ + L4_{11}T_1((P_{evap})_{R1234yf}) + L4_{02}((P_{evap})_{R1234yf})^2 + L4_{30}T_1^3 \\ + L4_{21}T_1^2((P_{evap})_{R1234yf}) + L4_{12}T_1((P_{evap})_{R1234yf})^2 \\ + L4_{03}((P_{evap})_{R1234yf})^3 + L4_{40}T_1^4 + L4_{31}T_1^3((P_{evap})_{R1234yf}) \\ + L4_{22}T_1^2((P_{evap})_{R1234yf})^2 + L4_{13}T_1((P_{evap})_{R1234yf})^3 \\ + L4_{04}((P_{evap})_{R1234yf})^4 + L4_{50}T_1^5 + L4_{41}T_1^4((P_{evap})_{R1234yf}) \\ + L4_{32}T_1^3((P_{evap})_{R1234yf})^2 + L4_{23}T_1^2((P_{evap})_{R1234yf})^3 \\ + L4_{14}T_1((P_{evap})_{R1234yf})^4 + L4_{05}((P_{evap})_{R1234yf})^5 \quad (4.38)$$

$$L4_{00}= 12.95; \quad L4_{10}= -0.5937; \quad L4_{01}= 5.932; \quad L4_{20}= 0.03651; \quad L4_{11}= -0.3534; \\ L4_{02}= 0.2517; \quad L4_{30}= -0.002868; \quad L4_{21}= 0.0305; \quad L4_{12}= -0.05928; \quad L4_{03}= 0.02079; \\ L4_{40}= 0.0002886; \quad L4_{31}= -0.003221; \quad L4_{22}= 0.009863; \quad L4_{13}= -0.008421; \\ L4_{04}= 0.001974; \quad L4_{50}= -4.811e-005; \quad L4_{41}= 0.0004008; \quad L4_{32}= -0.001315; \\ L4_{23}= 0.001653; \quad L4_{14}= -0.0008051; \quad L4_{05}= 0.0001283;$$

R134a soğutucu akışkanın soğutma çevriminin (1) noktasındaki yoğunluğu( $\rho_1$ ) değerinin 5. dereceden iki bilinmeyenli polinom denklemi ve sabit katsayı değerleri:



$$\begin{aligned}
(\rho_1)_{R134a} = & D4_{00} + D4_{10}T_1 + D4_{01} \left( (P_{evap})_{R134a} \right) + D4_{20}T_1^2 \\
& + D4_{11}T_1 \left( (P_{evap})_{R134a} \right) + D4_{02} \left( (P_{evap})_{R134a} \right)^2 + D4_{30}T_1^3 \\
& + D4_{21}T_1^2 \left( (P_{evap})_{R134a} \right) + D4_{12}T_1 \left( (P_{evap})_{R134a} \right)^2 \\
& + D4_{03} \left( (P_{evap})_{R134a} \right)^3 + D4_{40}T_1^4 + D4_{31}T_1^3 \left( (P_{evap})_{R134a} \right) \\
& + D4_{22}T_1^2 \left( (P_{evap})_{R134a} \right)^2 + D4_{13}T_1 \left( (P_{evap})_{R134a} \right)^3 \\
& + D4_{04} \left( (P_{evap})_{R134a} \right)^4 + D4_{50}T_1^5 + D4_{41}T_1^4 \left( (P_{evap})_{R134a} \right) \\
& + D4_{32}T_1^3 \left( (P_{evap})_{R134a} \right)^2 + D4_{23}T_1^2 \left( (P_{evap})_{R134a} \right)^3 \\
& + D4_{14}T_1 \left( (P_{evap})_{R134a} \right)^4 + D4_{05} \left( (P_{evap})_{R134a} \right)^5
\end{aligned} \tag{4.39}$$

$$\begin{aligned}
D4_{00} = & 15.46; \quad D4_{10} = -0.8122; \quad D4_{01} = 6.012; \quad D4_{20} = 0.06623; \quad D4_{11} = -0.4416; \\
D4_{02} = & 0.2611; \quad D4_{30} = -0.00851; \quad D4_{21} = 0.05691; \quad D4_{12} = -0.08387; \quad D4_{03} = 0.02446; \\
D4_{40} = & 0.001159; \quad D4_{31} = -0.008931; \quad D4_{22} = 0.01993; \quad D4_{13} = -0.01367; \\
D4_{04} = & 0.002584; \quad D4_{50} = -5.161e-005; \quad D4_{41} = 0.0007461; \quad D4_{32} = -0.002618; \\
D4_{23} = & 0.003005; \quad D4_{14} = -0.001214; \quad D4_{05} = 0.0001522;
\end{aligned}$$

$$\dot{m}_r = \dot{V}_p \times \eta_v \times \rho_1 \tag{4.40}$$

Otomobil klima sistemi modellenirken klima kompresörünün modellenmesinde ikinci önemli özellik kompresörün izantropik verimliliğinin modellenmesidir. Soğutma sistemlerinde kullanılan kompresörün izantropik verimi, izantropik kompresörün giriş ve çıkışındaki entalpi farkı değerinin gerçek kompresörün giriş ve çıkışındaki entalpi farkına oranıdır.

$$\eta_s = \left( \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \right) \tag{4.41}$$

Bu çalışmada, deneysel sistemden elde edilen veriler sonucunda her iki soğutucu akışkan içinde kompresörün izantropik verimin kompresör devri ile kondenserden geçen hava akımı sıcaklığının fonksiyonu olduğu gözlemlenmiştir. Bunun sonucunda her iki soğutucu akışkan içinde kompresör izantropik verimleri kompresör devrinin ve kondenserden geçen hava akım sıcaklığının fonksiyonu olarak polinom

denklemleri haline modellenmiştir. Aşağıdaki denklemlerde R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları için verilmiştir.

$$(\eta_s)_{R1234yf} = S1_{00} + S1_{10}(n_{komp}) + S1_{01}(T_{kond,hg}) + S1_{20}(n_{komp})^2 + S1_{11}(n_{komp})(T_{kond,hg}) \quad (4.42)$$

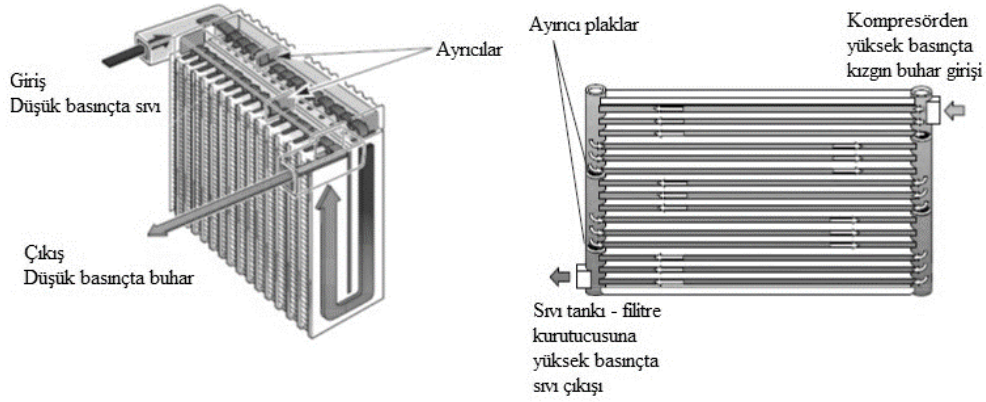
$$S1_{00}= 0.7601; S1_{10}= -0.07468; S1_{01}= 0.01873; S1_{20}= 0.007539; S1_{11}= -0.0006527;$$

$$(\eta_s)_{R134a} = T1_{00} + T1_{10}(n_{komp}) + T1_{01}(T_{kond,g}) + T1_{20}(n_{komp})^2 + T1_{11}(n_{komp})(T_{kond,g}) + T1_{02}(T_{kond,g})^2 \quad (4.43)$$

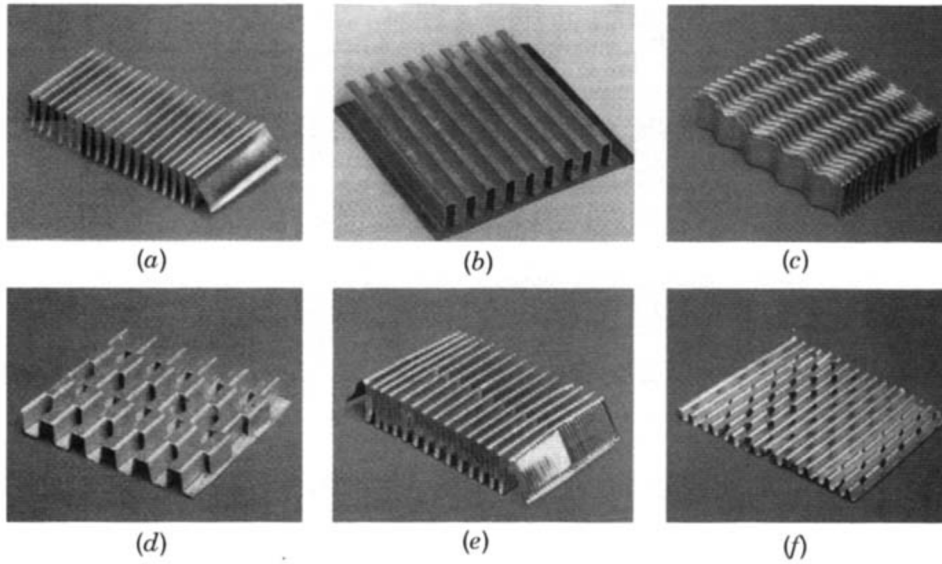
$$T1_{00}= 0.831; T1_{10}= -0.0436; T1_{01}= -0.01262; T1_{20}= -0.001985; T1_{11}= 0.0001564; T1_{02} = 0.002801$$

#### 4.2.2. Isı değiştiriciler

Otomobil iklimlendirme sisteminde iki adet ısı değiştirici kullanılmaktadır. Otomobil iklimlendirme sisteminde yer alan bu ısı değiştiricileri; kabin içerisine giren evre veya geri dönüşüm havası üzerindeki ısının soğutucu akışkan üzerine iletilmesini sağlayan evaporatör ile evaporatör ve kompresörden soğutucu akışkana kazandırılan ısının evre havasına iletilmesini sağlayan kondenserden oluşmaktadır. Otomobil soğutma çevriminde genel olarak Şekil 4.8’de görüldüğü üzere paralel akışlı mikro kanallı kondenser ile tabakalı (laminated) tip evaporatör kullanılmaktadır. Her iki ısı değiştirici kanatlı ısı değiştirici olarak sınıflandırılmaktadır. Bu ısı değiştiricilerde genişletilmiş yüzey için “louver” (panjur) olarak adlandırılan hava delikli kanatçıklar kullanılmaktadır. Şekil 4.9’de genel olarak kullanılan hava delikli kanatçıklar görülmektedir. Bu deneysel sistemde kullanılan evaporatör ve kondenserde Şekil 4.9(e)’deki resminde görülen kanatçık tipi kullanılmıştır.

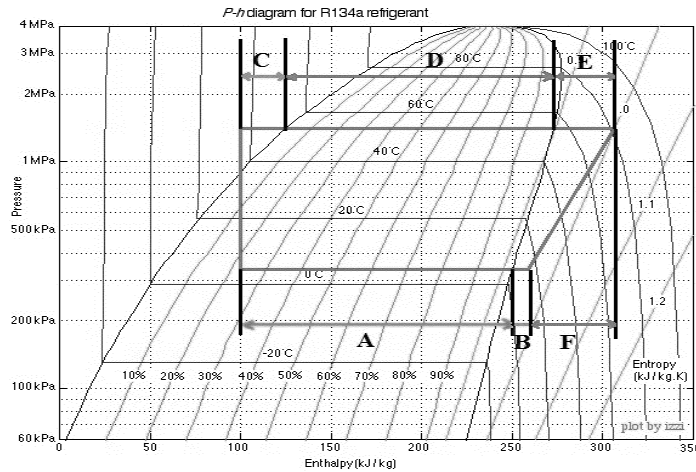


Şekil 4.8. Otomobil iklimlendirme sisteminde kullanılan ısı değişticileri[54].

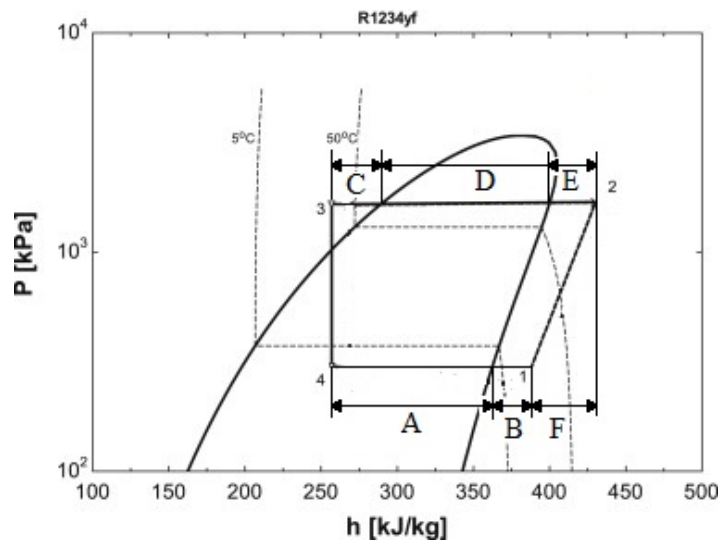


Şekil 4.9. Plakalı-kanatlı (Plate-Fin Heat Exchangers) tip ısı değişticilerinde kullanılan hava delikli kanatçık (louver) tipleri [58].

Otomobil klima sistemindeki ısı değişticileri olan evaporatör ve kondensörün modellenmesi için soğutucu akışkan ile dış yüzeyden geçen hava arasındaki ısı transferi denkleminin oluşturulması gerekmektedir. Soğutucu akışkanın soğutma çevrimindeki durumu Şekil 4.10–4.11'deki P-h diyagramında görülmektedir. Soğutucu akışkan evaporatörde A ve B bölgesinde sırasıyla sıvı-buhar ve kızgın-buhar fazında ısı çekmektedir. E, D ve C bölgesinde sırasıyla kızgın buhar, sıvı-buhar ve sıkıştırılmış sıvı fazında ısı atmaktadır. Yani kondenserde soğutucu akışkan evaporatör ve kompresörden almış olduğu ısıyı atmaktadır.

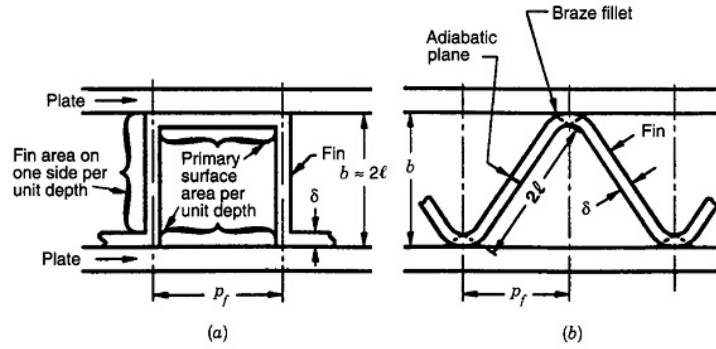


Şekil 4.10. R134a Soğutucu akışkanına ait P-h diyagramı [54].



Şekil 4.11. R1234yf soğutucu akışkanına ait P-h diyagramı [33].

Otomobil iklimlendirme sistemine ait ısı değıştircilerinin modellenmesi incelendiği zaman yukarda da ifade edildiği üzere, evaporatör iki bölgede (A ve B) kondenser ise üç bölgede (E, D ve C) ısı transfer modelleri oluşturulmalıdır. Her bir bölge için toplam ısı transfer katsayıların bulunması gerekmektedir. Önceki çalışmalar incelendiği zaman ısı değıştircilerde; ısıl dirence sebep olan yüzey iletim, temas ve kirlilik faktörü dirençleri ihmal edilebilir olarak kabul edilmiştir [58]. Böylece, toplam ısı transfer katsayısı;



(a) Idealized plain rectangular fin (b) plain triangular fin (From Shah, 1981).

Şekil 4.12. Kanatçık profilleri [58].

Tablo 4.3. Tabakalı-kanatlı (Plate-Fin) ve tüp-kanatlı (Tube-Fin) tip ısı değıştiricilerin Kanatçık etkinliğinin geometrik şekillerine bağılı denklemleri [58].

Geometry	Fin efficiency formula where
<p>Plain, wavy, or offset strip fin of rectangular cross section</p>	$m_i = \frac{2h}{k_f \delta_i} \left( 1 + \frac{\delta_i}{L_f} \right)^{1/2} \quad E_i = \frac{\tanh(m_i \ell_i)}{m_i \ell_i} \quad i = 1, 2, 3$ $\eta_f = E_1$ $\ell_1 = \frac{b}{2} - \delta_1 \quad \delta_1 = \delta$
<p>Triangular fin heated/cooled from one side</p>	$\eta_f = \frac{hA_1(T_0 - T_\infty) \frac{\sinh(m_1 \ell_1)}{m_1 \ell_1} + q_c}{\cosh(m_1 \ell_1) \left[ hA_1(T_0 - T_\infty) + q_c \frac{T_0 - T_\infty}{T_1 - T_\infty} \right]} \quad \delta_1 = \delta$
<p>Plain, wavy, or louver fin of triangular cross section</p>	$\eta_f = E_1$ $\ell_1 = \ell/2 \quad \delta_1 = \delta$
<p>Double sandwich fin</p>	$\eta_f = \frac{E_1 \ell_1 + E_2 \ell_2}{\ell_1 + \ell_2} \frac{1}{1 + m_1^2 E_1 E_2 \ell_1 \ell_2}$ $\ell_1 = b - \delta + \delta_s/2 \quad \ell_2 = \ell_3 = p_f/2$ $\delta_1 = \delta \quad \delta_2 = \delta_3 = \delta + \delta_s$
<p>Pin fin</p>	$\eta_f = \frac{\tanh(m\ell)}{m\ell}$ $\ell = \frac{b}{2} - d_o \quad m = \left( \frac{4h}{k_f d_o} \right)^{1/2} \quad \delta = \frac{d_o}{2}$

$$\frac{1}{U} = \frac{A_d}{A_i \times h_i} + \frac{1}{\eta_d \times h_d} \tag{4.44}$$

olarak ifade edilir. Denklemdaki  $\eta_d$  kanatlı yüzeyin ısı transfer etkinliğini ifade etmektedir.  $\eta_d$  değeri ise aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$\eta_d = 1 - \left(\frac{A_f}{A_d}\right) \times (1 - \eta_f) \quad (4.45)$$

Yukarıdaki denklemdeki  $\eta_f$  değeri kanatçık verimini ifade etmektedir. Kanatçık verimi ile ilgili olarak tabakalı-kanatlı (Plate-Fin) ve tüp-kanatlı (Tube-Fin) ısı değiştiricilerin kanatçıklarının geometrik şekillerine bağlı etkinlik denklemleri Tablo 4.3'de verilmiştir.

$$\eta_f = \frac{\tanh ml}{ml} \quad (4.46)$$

$$m = \left[ \left( \frac{2h}{k_f \times \delta} \right) \times \left( 1 + \frac{\delta}{L_f} \right) \right]^{\frac{1}{2}} \quad (4.47)$$

eğer  $l \gg \delta$  ise

$$m = \left[ \left( \frac{2h}{k_f \times \delta} \right) \right]^{\frac{1}{2}} \quad (4.48)$$

Şeklinde yazılabilir.

Yukarıdaki denklemlerdeki  $h$  değeri ısı değiştiricilerin üzerinden geçen havanın ısı taşınım katsayısını göstermektedir. Yani denklem 4.45'deki  $h_d$ 'ya eşittir. Hava tarafı ısı taşınım katsayısının hesaplanması için aşağıdaki Colburn boyutsuz ısı transfer katsayısı eşitliğinden faydalanılmıştır.

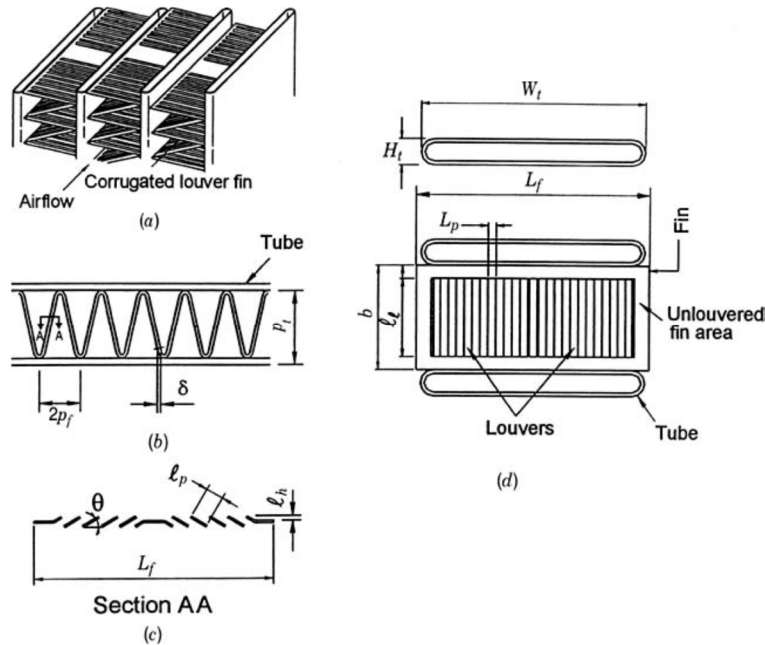
$$j = St \times Pr^{\frac{2}{3}} \quad (4.49)$$

$$St = \frac{h}{\rho \times u_m \times c_p} \quad (4.50)$$

Denklem 4.50'li denklemi 4.49'da yerine yazılır ise hava tarafı için ısı taşınım katsayısı aşağıdaki denklemdeki gibi bulunur.

$$h_d = \left( \frac{\rho \times u_m \times c_p}{Pr^{\frac{2}{3}}} \right) \times j \quad (4.51)$$

Yukarıdaki denklemdeki Colburn ( $j$ ) boyutsuz ısı transfer katsayısı delikli kanatçıklar (louver) için kaynak [58, 59, 60, 61] 'dan yararlanılarak denklem 4.52'de ortaya konulmuştur.



Şekil 4.13. Delikli kanatçık (louver) geometrilerinin görünümü [53].

$$j = Re_{tp}^{-0.49} \left( \frac{\theta}{90} \right)^{0.27} \left( \frac{p_f}{l_p} \right)^{-0.14} \left( \frac{b}{l_p} \right)^{-0.29} \left( \frac{W_t}{l_p} \right)^{-0.23} \left( \frac{l_l}{l_p} \right)^{0.68} \left( \frac{P_t}{l_p} \right)^{-0.28} \left( \frac{\delta}{l_p} \right) \quad (4.52)$$

$$Re_{tp} = \frac{G \times l_p}{\mu} \quad (4.53)$$

Bu işlemler sonucu denklem 4.44'deki toplam ısı transfer katsayısı denkliğindeki  $h_d$  ve  $\eta_d$  değerleri bulunmuştur. Yani hava tarafı ısıl direnç hesaplanmış olur.

Soğutucu akışkan tarafı ısı taşınım katsayısı önceden ifade edildiği üzere Şekil 4.10–4.11’de görüldüğü üzere her bir bölge için hesaplanmalıdır.

Soğutucu akışkanın tek fazlı bölgedeki ısı taşınım katsayısı,

$$h = \left(\frac{k}{D}\right) \times 0.023 \times Re^{0.8} \times Pr^n \quad (4.54)$$

$n=0.3$  soğutma için,  $n=0.4$  ısıtma için.

Soğutucu akışkanın yoğuşma bölgesindeki ısı taşınım katsayısı,

$$h(x) = h_{10} \left[ (1-x)^{0.8} + \frac{3.8x^{0.76}(1-x)^{0.04}}{Pr^{0.38}} \right] \quad (4.55)$$

Soğutucu akışkanın buharlaşma bölgesindeki ısı taşınım katsayısı,

$$h = 0.087 Re_m^{0.6} Pr_l \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0.2} \left(\frac{k_g}{k_l}\right)^{0.09} \left(\frac{k_l}{D_L}\right) \quad (4.56)$$

$$Re_m = \frac{\rho_l V_m D_L}{\mu_l} \quad (4.57)$$

$$V_m = \frac{G}{\rho_l} \left[ 1 + x \left( \frac{\rho_l}{\rho_g} - 1 \right) \right] \quad (4.58)$$

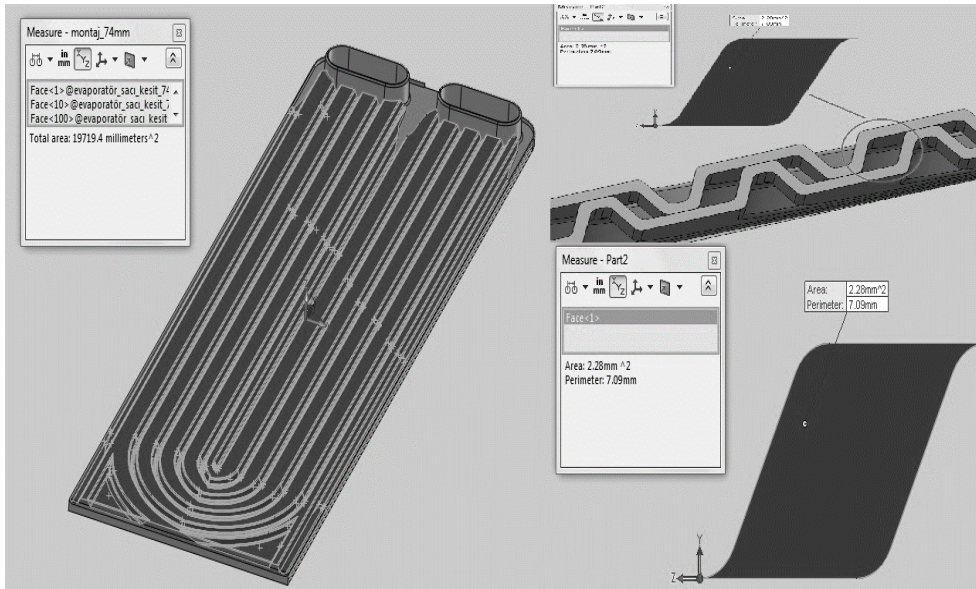
$$D_L = \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_g)}} \quad (4.59)$$

Yukarıdaki denklemler sayesinde de soğutucu akışkanların her bir bölgedeki ısı transfer değerleri hesaplanabilir.



Denklem 4.54 ile 4.59'daki gerekli olan soğutucu akışkanların termodinamik ve transport özellikleri her bir soğutucu akışkan için REFPROP programından faydalanarak polinom denklemler halinde modellenmiştir.

Evaporatör ve kondenser ölçüleri katalog değerlerinden faydalanılarak denklem 4.45'deki alanlar bulunmuştur. Ancak evaporatör yüzey alanı ile soğutucu akışkanların dolaştığı kanal alanı bir evaporatör kesitinden alınan ölçüler yardımıyla deneysel sistemde kullanılan evaporatörün ölçüleri göz önüne alınarak katı modellerin oluşturulması ile hesaplanmıştır. Şekil 4.14'de, evaporatörün tek plakasının dış ve iç yüzey alanları katı modelleme ile hesaplanması görülmektedir.



Şekil 4.14. Evaporatör tek kanalın yüzey ve kanal içinin katı model ile hesaplanma resimleri.

Otomobil klima sistemi evaporatör elemanı için deneysel sistemden alınan veriler yardımıyla, her iki soğutucu akışkan için doyma basıncı ile kızgınlık değerleri modellenmiştir. Aynı zamanda kondenser elemanı içinde yoğuşma basıncı ile aşırı soğuma değerleri modellenmiştir. Bu modellemeler sayesinde evaporatör ve kondenser için farklı bölgelerdeki giriş ve çıkışlardaki entapi değerlerin elde edilmesi sağlanmıştır. Bu durumda her bir bölge için ısı transfer miktarları bulunmuştur. Fakat evaporatör ve kondenser çıkışındaki hava akımı sıcaklık değerleri bilinmemektedir. Bu amaç için yukarıdaki denklemlerden elde edilen ısı transfer katsayıları hesaplandıktan sonra aşağıdaki ısı transfer ile logaritmik ortalama sıcaklık farkı

denklemleri kullanılarak programda oluşturulan döngü sayesinde kondenser ve evaporatör çıkış sıcaklıkları bulunmuştur [62].

$$Q = U \times A_{top} \times \Delta T_m \times F \quad (4.60)$$

Yukarıdaki denklemdeki F sayısı düzeltme faktörünü ifade etmektedir. Deneysel sistemden elde edilen verilere göre düzeltme sayısının evaporatör için yaklaşık olarak 0.90 kondenser için 0.88 olduğu tesbit edilmiştir [62].

$$\Delta T_m = \left[ \frac{(\Delta T_1 - \Delta T_2)}{\ln \left( \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right)} \right] \quad (4.61)$$

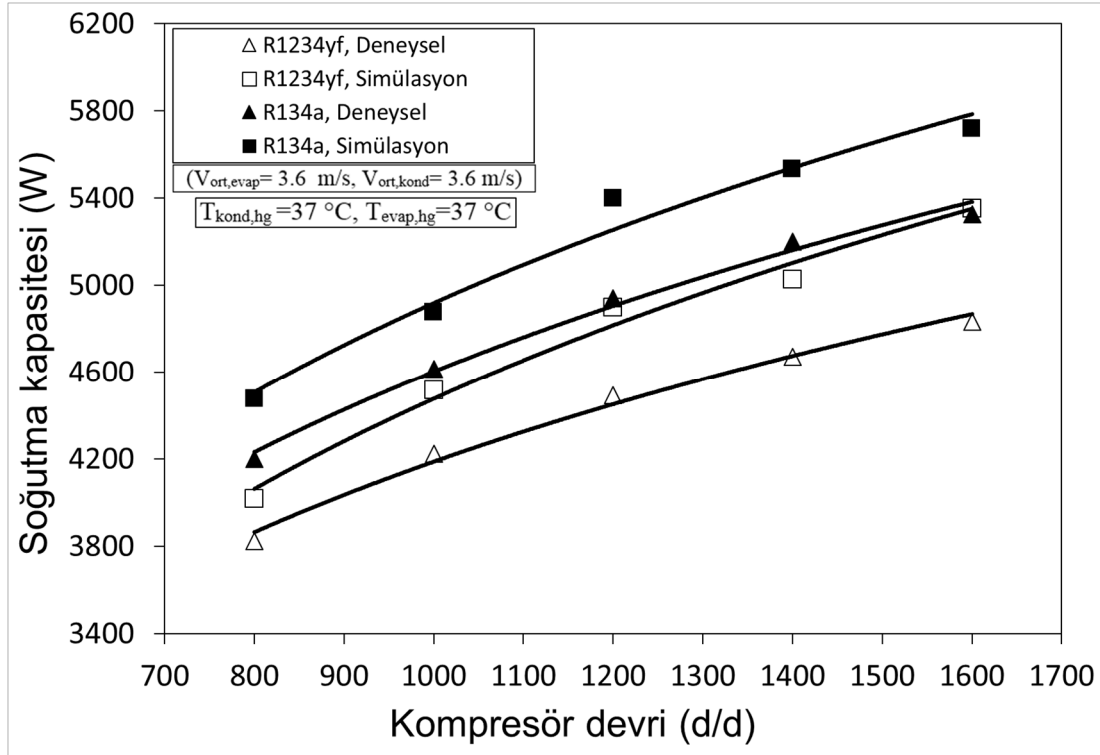
$$\Delta T_1 = T_{sg} - T_{cg} \quad (4.62)$$

$$\Delta T_2 = T_{sç} - T_{cç} \quad (4.63)$$

### 4.2.3. Bilgisayar simülasyonu sonuçları

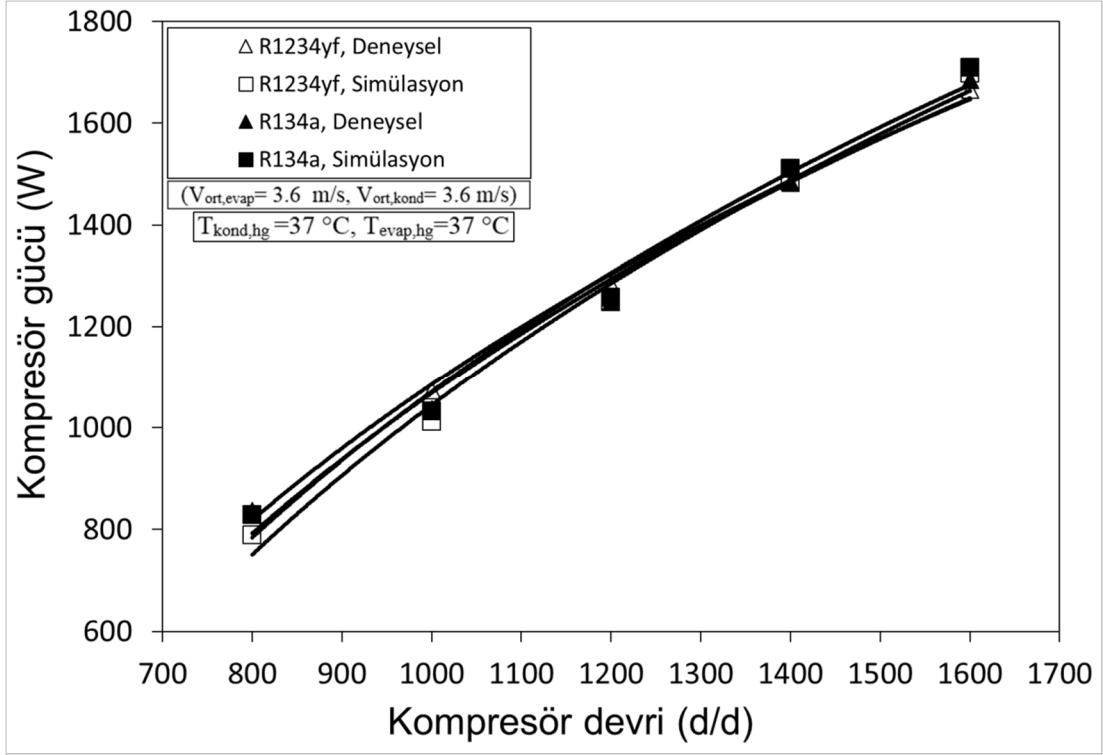
R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan bir otomobil klima sisteminin bilgisayar simülasyonu ile deneysel performans sonuçları karşılaştırmalı olarak Şekil 4.15–4.21’de gösterilmiştir. Bu şekillerdeki karşılaştırmalar, deneysel performans analiz için kullanılan kompresör hızı, evaporatör ve kondenser giriş hava akım hızı ile sıcaklığına bağlı olarak verilmiştir.

R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sisteminin simülasyon ve deneysel sonuçlara bağlı olarak soğutma kapasitesinin kompresör devri ile değişimi, Şekil 4.15’de görülmektedir. Her iki sistem içinde kompresör devrinin artması sonucu soğutma kapasitesi de artmaktadır. R1234yf ve R134a soğutucu akışkanlı iki sistem içinde soğutma kapasitesi, simülasyon sonuçları ile deneysel sonuçlar arasında yaklaşık % 5–10 kadar fark görülmektedir.

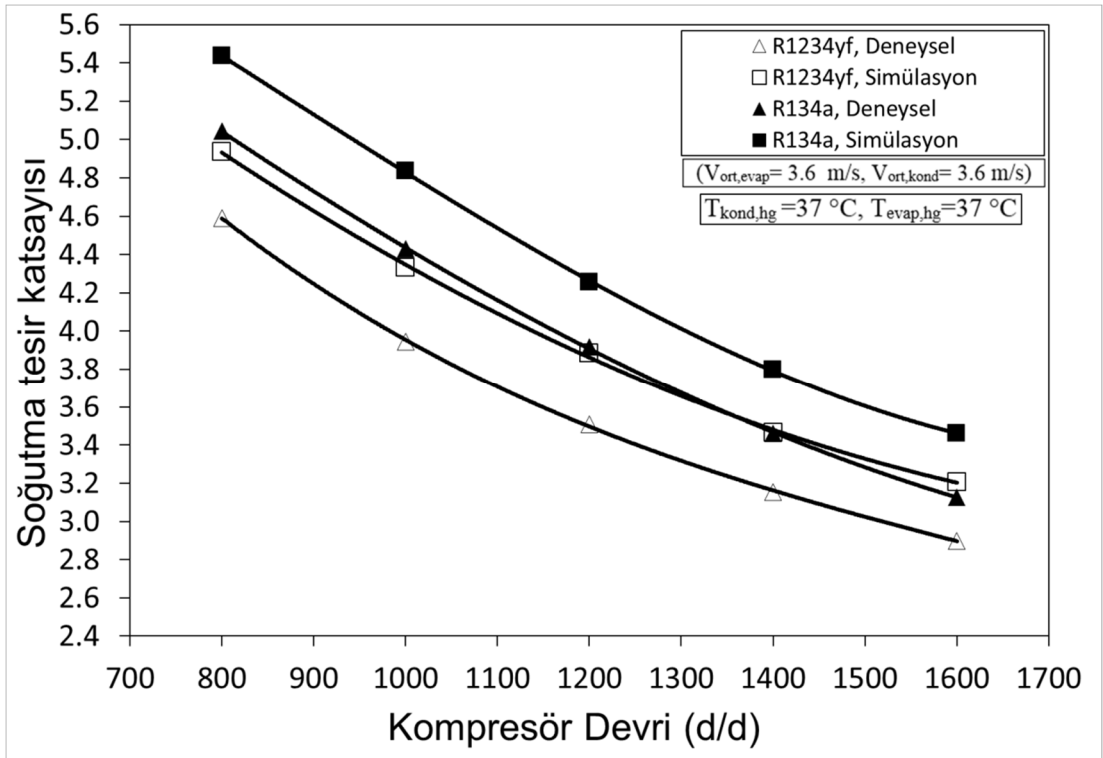


Şekil 4.15. R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sisteminin simülasyon ve deneysel sonuçlarına bağlı olarak soğutma kapasitesinin kompresör devri ile değişimi. ( $V_{ort,evap}=3.6$  m/s,  $V_{ort,kond}=3.6$  m/s), ( $T_{kond,hg}=37$  °C,  $T_{evap,hg}=37$  °C)

R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sisteminin simülasyon ve deneysel sonuçlara bağlı olarak kompresör gücünün kompresör devri ile değişimi, Şekil 4.16'da sunulmuştur. Her iki sistem içinde kompresör devrinin artması sonucu kompresör gücünün de artmakta olduğu görülmektedir. R1234yf soğutucu akışkanlı sistem için soğutma kapasitesinin, simülasyon sonuçları ile deneysel sonuçları arasında yaklaşık % 1–6, R134a soğutucu akışkanlı sistemde ise % 1–2 arası fark görülmektedir.

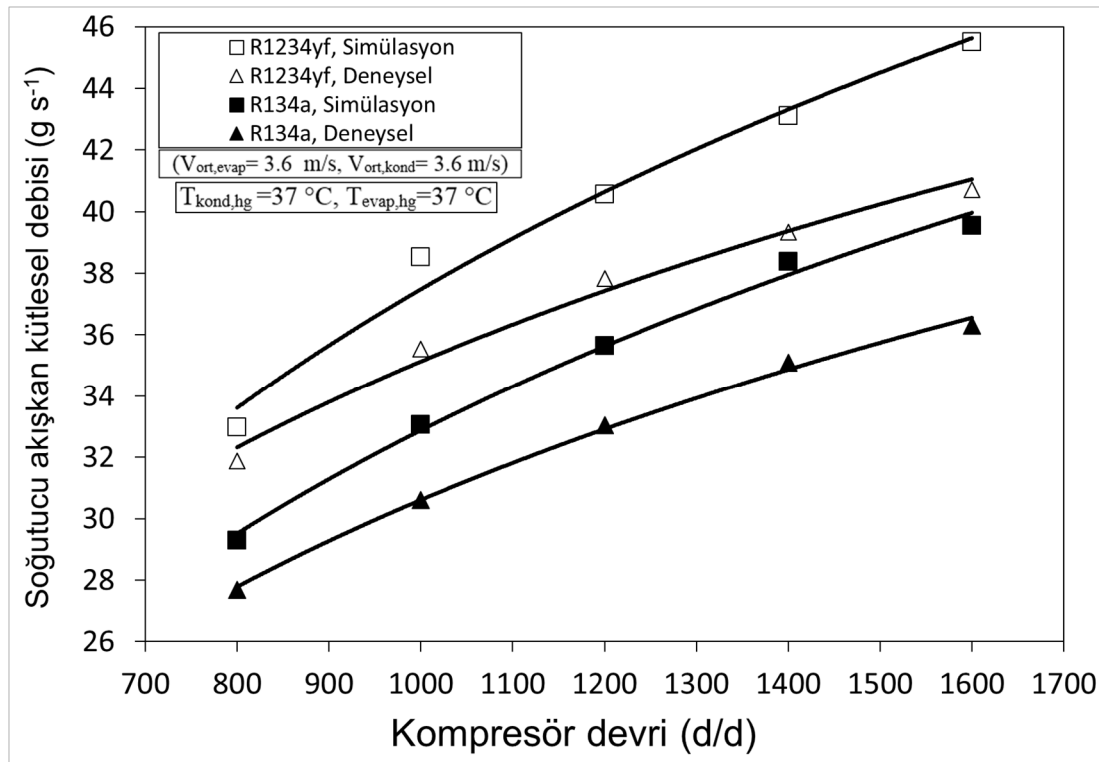


Şekil 4.16. R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sisteminin simülasyon ve deneysel sonuçlarına bağlı olarak kompresör gücünün kompresör devri ile değişimi. ( $V_{ort,evap}= 3.6$  m/s,  $V_{ort,kond}= 3.6$  m/s), ( $T_{kond,hg}=37$  °C,  $T_{evap,hg}=37$  °C)



Şekil 4.17. R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sisteminin simülasyon ve deneysel sonuçlarına bağlı olarak soğutma tesir katsayısının kompresör devri ile değişimi. ( $V_{ort,evap}= 3.6$  m/s,  $V_{ort,kond}= 3.6$  m/s), ( $T_{kond,hg}= 37$  °C,  $T_{evap,hg}= 37$  °C)

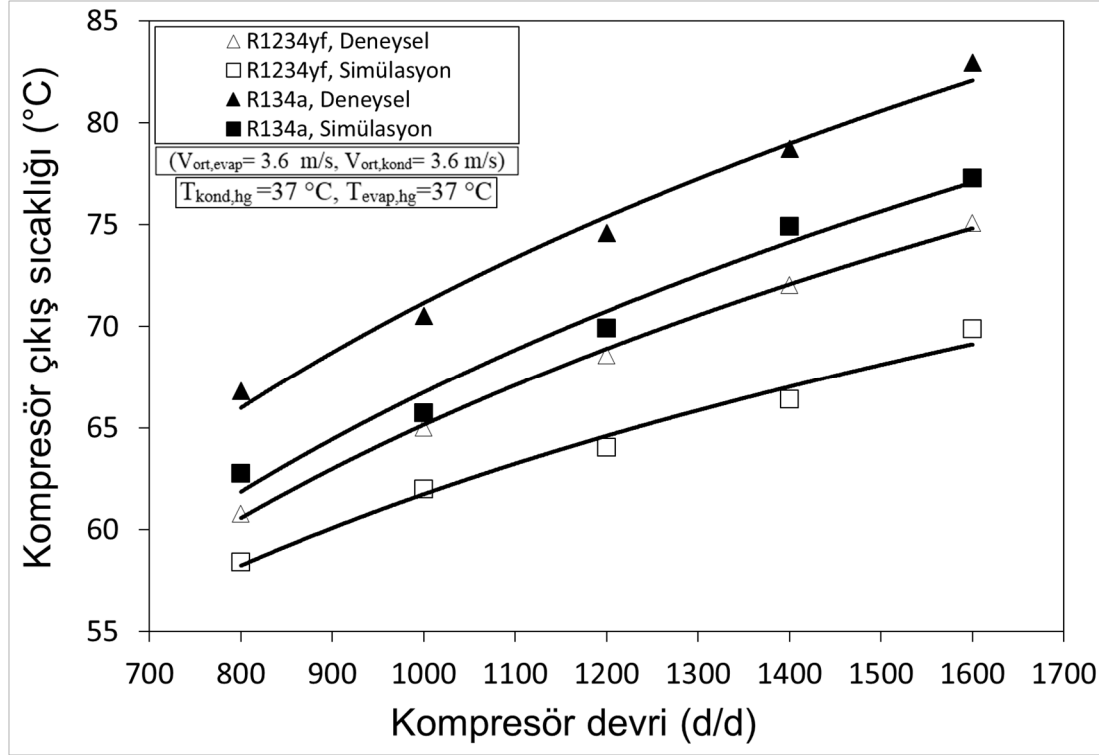
R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sisteminin simülasyon ve deneysel sonuçlara bağlı olarak soğutma tesir katsayısının kompresör devri ile değişimi, Şekil 4.17’de verilmiştir. Her iki sistem içinde kompresör devrinin artması sonucu STK azalmakta olduğu görülmektedir. R1234yf soğutucu akışkanlı sistem için soğutma tesir katsayısının, simülasyon sonuçları ile deneysel sonuçları arasında yaklaşık % 7–10, R134a soğutucu akışkanlı sistemde ise % 6–9 arası fark görülmektedir.



Şekil 4.18. R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sisteminin simülasyon ve deneysel sonuçlarına bağlı olarak soğutucu akışkan kütleli debisinin kompresör devri ile değişimi. ( $V_{ort,evap}= 3.6 \text{ m/s}$ ,  $V_{ort,kond}= 3.6 \text{ m/s}$ ), ( $T_{kond,hg}= 37 \text{ °C}$ ,  $T_{evap,hg}= 37 \text{ °C}$ )

R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sisteminin simülasyon ve deneysel sonuçlara bağlı olarak sistemde dolaşan soğutucu akışkan debisinin kompresör devri ile değişimi, Şekil 4.18’de verilmiştir. Her iki sistem içinde kompresör devrinin artması sonucu sistemde dolaşan soğutucu akışkan debisinin artmakta olduğu görülmektedir. R1234yf soğutucu akışkanlı sistem için sistemde dolaşan soğutucu akışkan debisinin, simülasyon sonuçları ile deneysel

sonuçlar arasında yaklaşık % 3–10, R134a soğutucu akışkanlı sistemde ise % 5–9 arasında fark görülmektedir.

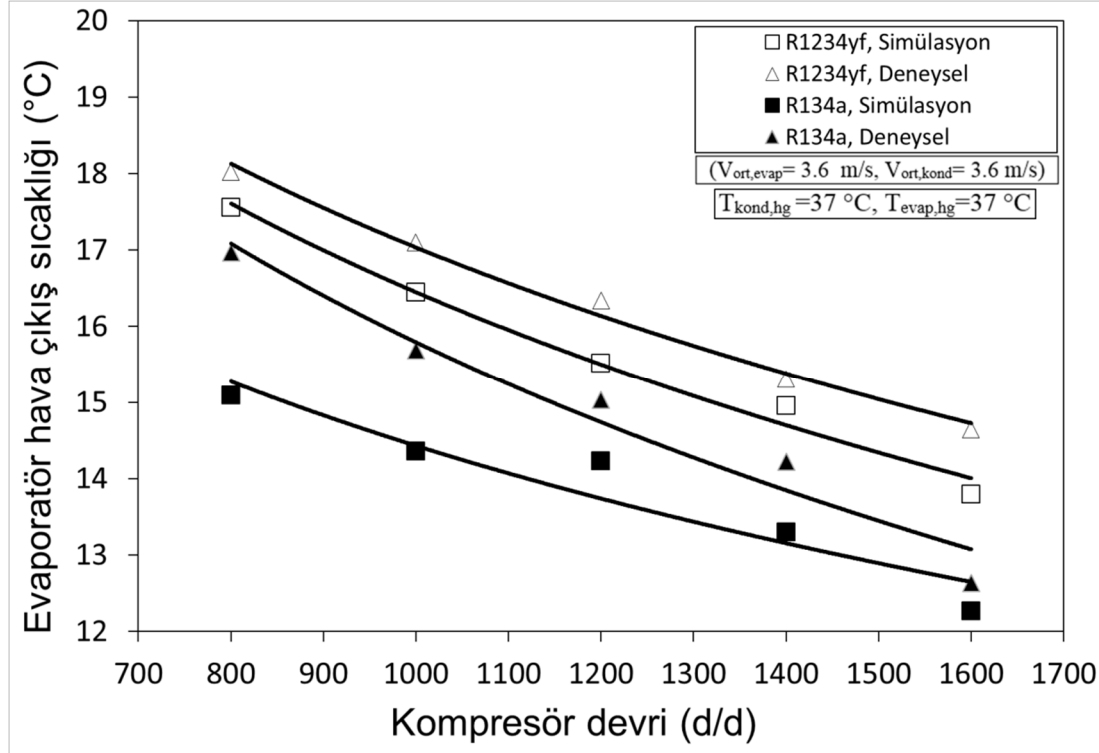


Şekil 4.19. R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sisteminin simülasyon ve deneysel sonuçlarına bağlı olarak soğutucu akışkan kompresör çıkış sıcaklığının kompresör devri ile değişimi. ( $V_{ort,evap}= 3.6 \text{ m/s}$ ,  $V_{ort,kond}= 3.6 \text{ m/s}$ ), ( $T_{kond,hg}= 37 \text{ °C}$ ,  $T_{evap,hg}= 37 \text{ °C}$ )

R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sisteminin simülasyon ve deneysel sonuçlara bağlı olarak soğutucu akışkan kompresör çıkış sıcaklığının kompresör devri ile değişimi, Şekil 4.19'da verilmiştir. Her iki sistem içinde kompresör devrinin artması sonucu soğutucu akışkan kompresör çıkış sıcaklığının artmakta olduğu görülmektedir. R1234yf soğutucu akışkanlı sistem için soğutucu akışkan kompresör çıkış sıcaklığının, simülasyon sonuçları ile deneysel sonuçlar arasında yaklaşık % 3–7, R134a soğutucu akışkanlı sistemde ise % 4–8 arasında fark görülmektedir.

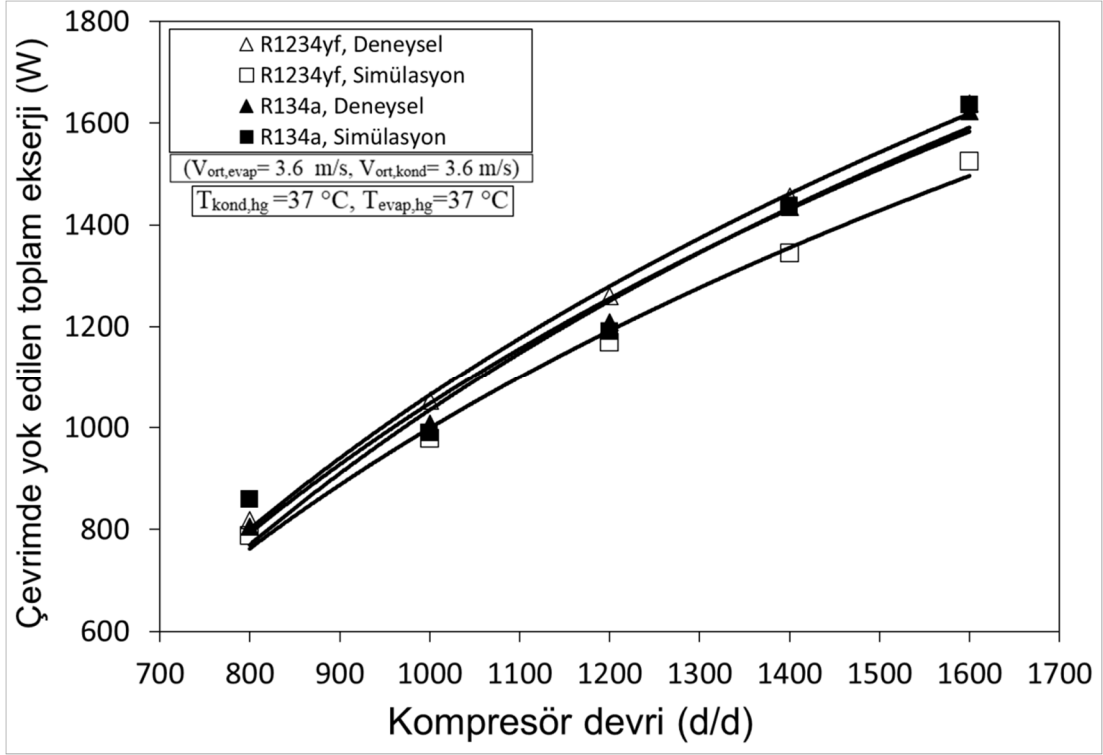
R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sisteminin simülasyon ve deneysel sonuçlara bağlı olarak evaporatör hava akımı çıkış sıcaklığının kompresör devri ile değişimi, Şekil 4.20'de verilmiştir. Her iki sistem içinde kompresör devrinin artması sonucu evaporatör hava akımı çıkış sıcaklığının

azalmakta olduğu görülmektedir. R1234yf soğutucu akışkanlı sistem için evaporatör hava akımı çıkış sıcaklığının, simülasyon sonuçları ile deneysel sonuçlar arasında yaklaşık % 2–7, R134a soğutucu akışkanlı sistemde ise % 2–10 arasında fark görülmektedir.



Şekil 4.20. R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sisteminin simülasyon ve deneysel sonuçlarına bağlı olarak evaporatör hava çıkış sıcaklığının kompresör devri ile değişimi. ( $V_{ort,evap}= 3.6$  m/s,  $V_{ort,kond}= 3.6$  m/s), ( $T_{kond,hg}= 37$  °C,  $T_{evap,hg}= 37$  °C)

R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sisteminin simülasyon ve deneysel sonuçlara bağlı olarak çevrimde yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi, Şekil 4.21'de verilmiştir. Her iki sistem içinde kompresör devrinin artması sonucu çevrimde yok edilen ekserjinin artmakta olduğu görülmektedir. R1234yf soğutucu akışkanlı sistem için çevrimde yok edilen ekserjinin, simülasyon sonuçları ile deneysel sonuçlar arasında yaklaşık % 3–7, R134a soğutucu akışkanlı sistemde ise % 1–6 arasında fark görülmektedir.



Şekil 4.21. R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sisteminin simülasyon ve deneysel sonuçlarına bağlı olarak çevrimde yok edilen toplam ekserjinin kompresör devri ile değişimi. ( $V_{ort,evap}= 3.6 \text{ m/s}$ ,  $V_{ort,kond}= 3.6 \text{ m/s}$ ), ( $T_{kond,hg}= 37 \text{ °C}$ ,  $T_{evap,hg}= 37 \text{ °C}$ )



## **BÖLÜM 5. DENEYSEL SİSTEMİN TANITILMASI VE TERMODİNAMİK ANALİZ**

Bu bölümde öncelikli olarak deneysel sistemin tanıtımı yapılmıştır. Deneysel sistemin tanıtımı içerisinde; deneysel sistemde kullanılan soğutma çevrimi bileşenleri, deneysel şartları sağlayan ekipmanlar, performans verilerinin elde edildiği ölçüm cihazları, veri toplama ve kontrol sistemleri ile deneysel otomobil klima sisteminin çalışması yer almaktadır. Ayrıca deneysel otomobil klima sisteminin çalıştırılması ve deneysel çalışmada kullanılan karşılaştırma şartları anlatılmıştır. Termodinamik analiz kısmında ise deneysel sistemden alınan verilerin enerji ve ekserji analizleri uygulanarak performans parametrelerinin ortaya çıkarılışı anlatılmıştır.

### **5.1. Deneysel Sistemin Tanıtılması**

Deneysel çalışmalar, Sakarya Üniversitesi Bilimsel Araştırmalar Proje fonu tarafından desteklenen DABAP-2012-05-04-011 no'lu araştırma projesi kapsamında kurulan deneysel otomobil iklimlendirme sisteminde yapılmıştır. Deneysel otomobil iklimlendirme sistemi, proje kapsamında Şekil 5.1'deki şematik resimde görüldüğü gibi kurulmuştur. Deneysel sistem, orijinal otomobil klima sistemi soğutma çevrimi bileşenlerinden, istenilen şartlarda deneysel koşulları şartlandırarak olan şartlandırma ekipmanlarından, performans verilerin alınmasını sağlayan ölçüm cihazları ile data toplama/kontrol sistemlerinden ve bütün deneysel sistemine yer temin eden deney masası ile dış ve iç ünite hava kanallarından oluşmaktadır.

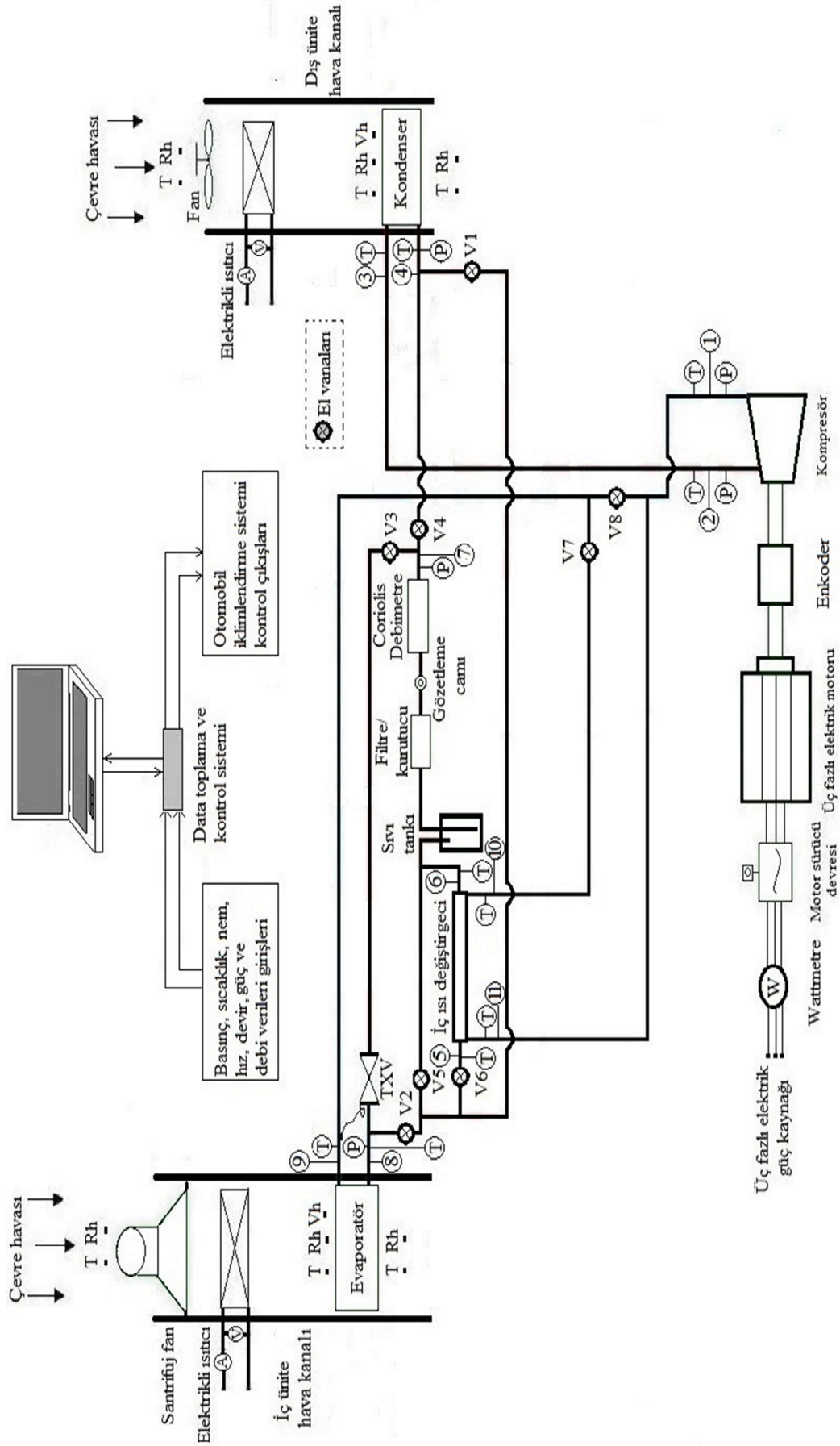
Deneysel otomobil iklimlendirme sistemi orijinal klima sistemi elemanları ve deneysel şartlandırma ekipmanları ile performans ölçüm cihazları göz önüne alınarak Şekil 5.2'de görüldüğü gibi katı model tasarımı gerçekleştirilmiştir. Bu tasarım modelinde de görüldüğü üzere otomobil klima sistemindeki soğutma çevrimindeki

soğutucu akışkan ile dolaşan yağın sistem durduğu zaman kompresöre dönebilmesi için klima kompresörü, bütün otomobil klima bileşenlerinden aşağı seviyede kalacak şekilde tasarlanmıştır. Bu tasarıma göre deneysel otomobil iklimlendirme sistemi Şekil 5.3’de görüldüğü gibi kurulumu gerçekleştirilmiştir.

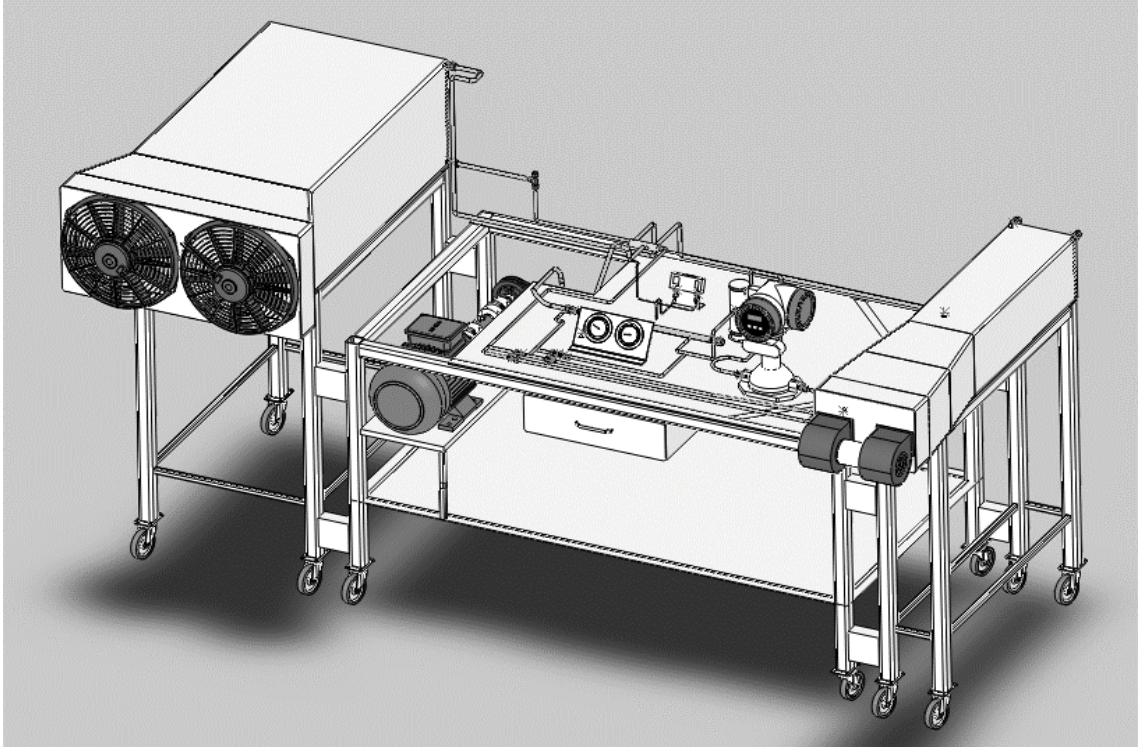
Bu bölümde ilk olarak otomobil klima sistemini meydana getiren soğutma çevrimi bileşenlerinin özellikleri belirtilecektir. Deneysel olarak istenilen test şartlarına göre otomobil klima sisteminin deney koşullarının şartlandırıldığı şartlandırma ekipmanları tanıtılacaktır. Deneysel otomobil klima sisteminde kullanılan ölçüm cihazları ve özelliklerinden bahsedilecektir. Son olarak deneysel otomobil klima sistemi üzerindeki bütün verilerin toplanması ile deneysel koşulların şartlandırma kontrolünün nasıl yapıldığı anlatılacaktır.

#### **5.1.1. Deneysel otomobil klima sisteminin soğutma çevrimi bileşenleri**

Deneysel otomobil klima sistemi araştırma projesi kapsamında Sakarya Üniversitesi Teknoloji Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümünde kurulmuştur. Otomobil klima sistemi, soğutma çevrimi bileşenleri, deney masası ile iç ve dış ünite hava kanallarından oluşmaktadır.



Şekil 5.1. Deneysel otomobil klima sisteminin şematik resmi.



Şekil 5.2. Deneysel otomobil klima sisteminin katı modelleme resmi.

#### 5.1.1.1. Deney masası ile iç ve dış hava kanalları

Deney masası; iç ve dış ünite hava kanalları, soğutma çevrimi bileşenleri, elektriksel/mekaniksel ölçüm cihazları ve deneysel şartları sağlayacak olan bütün ekipmanlara yer sağlamaktadır. Deney masası, üzerine elektrik motoru, klima kompresörü, soğutma çevrimi bağlantı boruları, soğutucu akışkan kütleli debimetresi ve iç ısı değiştiricisine yer temin edecek şekilde boyutlandırılarak tasarlanmıştır. İç ünite hava kanalı, klima sistemi bileşeni evaporatöre, hava kanalı içerisindeki deneysel koşulları sağlayacak olan rezistanslara, kanal içerisindeki hava hızı ile sıcaklığını ölçecek ölçüm cihazlarına ve evaporatör fanına yer sağlayacak tasarımda şekillendirilmiştir. Dış ünite hava kanalı, klima sistemi kondenser elemanını, hava kanalı içerisindeki deneysel koşullara göre hava sıcaklığını sağlayacak olan rezistanslarını, kanal içerisindeki hava hızı ile sıcaklığını ölçecek ölçüm cihazlarını ve kondenser fanını kapsayacak şekilde tasarlanmıştır.

Deney masası ile iç ve dış ünite hava kanalı Şekil 5.2'deki gibi önce bilgisayar ortamında katı modeli oluşturulmuş daha sonra soğutma çevrimi bileşenleri, cihazları

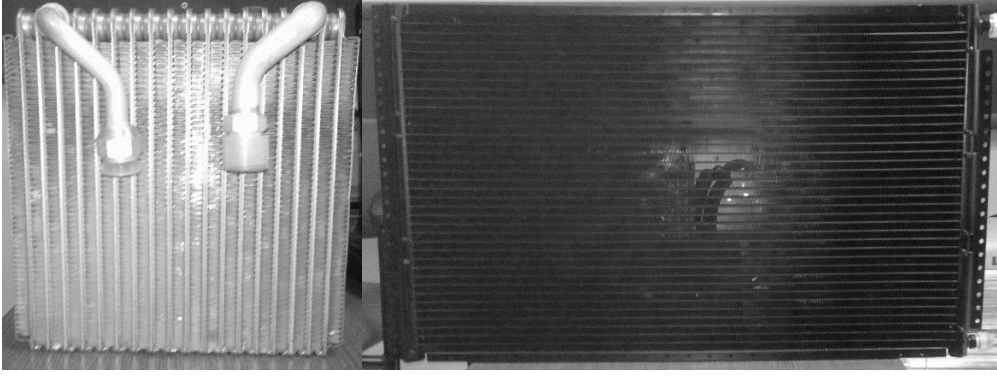
ve ekipmanların boyutları ve ölçüleri ışığında ölçülendirilmiştir. Deney masası ile iç ve dış ünite hava kanalları bütün malzemeleri taşıyabilecek sağlamlıkta ve istenilen yere taşınabilmesi için taşıyıcı tekerlek sistemine sahiptir.



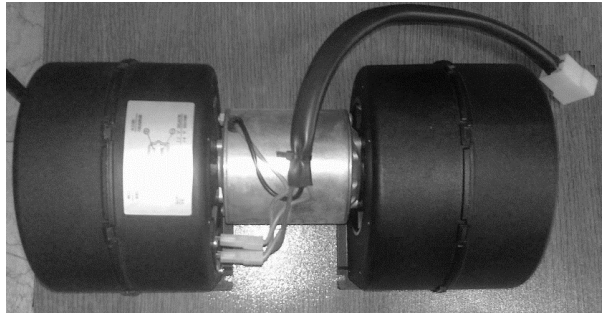
Şekil 5.3. Deneysel otomobil klima sisteminin soğutma çevrimi resmi.

#### 5.1.1.2. Soğutma çevrimi bileşenleri

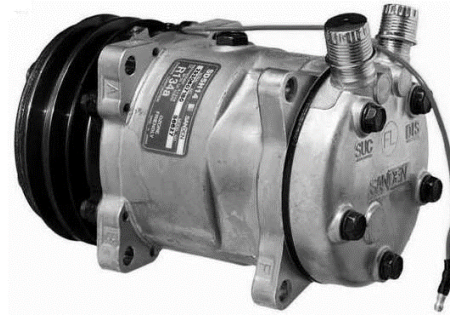
Deneysel otomobil klima sistemi soğutma çevrimi bileşenleri belirli bir otomobil markasının klima elemanları olarak temin edilmiştir. Bunlar; paralel akımlı ve mikro kanallı kondenser, termostatik genişleme valfi, lamine tip evaporatör, sıvı tankı – filtre kurutucusu, aksenal tip çift kondenser fanı, santrifüj tip evaporatör fanı, el vanaları ve yalpalı plakalı (swash-plate) tipte 7 pistonlu 154.98 cc/rev süpürme hacmine sahip Sanden SD7H15 model sabit kapasiteli kompresör elemanından oluşmaktadır. Deneysel otomobil klima sisteminde kullanılan soğutma çevrimi bileşenleri Tablo 5.1 'de verilmiştir.



Şekil 5.4. Deneysel otomobil klima sisteminde kullanılan kondenser ve evaporatör resmi.



Şekil 5.5. Deneysel otomobil klima sisteminde kullanılan evaporatör fanı resmi.



Şekil 5.6. Deneysel otomobil klima sisteminde kullanılan kompresör resmi.

Deneysel otomobil klima sistemi soğutma çevrimi evaporatör bileşeni iç ünite hava kanalı içerisine, kondenser bileşeni ise dış ünite hava kanalı içerisine yerleştirilmiştir. Otomobil klima sistemi soğutma çevrimi bileşenleri olan klima kompresörü, soğutma çevrimi bağlantı boruları, iç ısı değiştiricisi, sıvı tankı/filtre kurutucusu ve genişleme elemanları deney masası üzerine yerleştirilmiştir. Soğutma çevrimi bağlantı boru çapları sistemde kullanılan evaporatör, kondenser ve kompresörün orijinal giriş-çıkış çaplarına göre belirlenmiştir. Deneysel otomobil klima sistemin soğutma çevrimi yüksek basınç hattında 1/2", alçak basıncı hattında 5/8", sıvı hattında ise 3/8" iç çapına

sahip bakır borular kullanılmıştır. Bu borular uygun çaptaki yalıtım malzemeleri ile yalıtılmıştır.

Tablo 5.1. Deneysel otomobil klima sistemi soğutma çevrimi bileşenleri

Kompresör	Sanden SD7H15
Kondenser	Paralel akımlı mikro kanallı
Evaporatör	Lamine tip
Genleşme valfi	İçten dengeli termostatik genleşme valfi
İç ısı değiştiricisi	Karşıt yönlü eş eksenli iç ısı değiştiricisi
Soğutma çevrimi boru bağlantıları	1/2", 5/8", 3/8" iç çaplı bakır borular

Tablo 5.2. Deneysel otomobil klima sistemi soğutma çevrimi klima kompresörü özellikleri.

Marka / Model	Sanden SD7H15
Silindir çapı (mm)	29,3
Strok (mm)	32,8
Silindir hacmi (cc)	154,98
Maksimum devir (d/d)	6000
Yağ (sp 15)-(cc)	240

### 5.1.2. Deneysel otomobil iklimlendirme sisteminin performans ölçüm cihazları

Bu deney sistemindeki ölçüm cihazları; soğutucu akışkan ile hava akımı özelliklerini ölçen cihazlar ve sistemin deneysel şartları şartlandırmak için kullanılan ekipmanların harcadığı güç miktarını ölçen ölçüm cihazları olmak üzere üç gruba ayrılmıştır.

#### 5.1.2.1. Soğutucu akışkan özelliklerini ölçen ölçüm cihazları

Deneysel otomobil iklimlendirme sisteminde soğutma çevrimindeki soğutucu akışkan özelliklerini ölçen ölçüm cihazları; soğutma çevriminde dolaşan soğutucu akışkanın debisini ölçen kütle akış sensörü ile Şekil 5.1'deki otomobil klima sisteminin şematik resminde görülen noktalardan sıcaklık ve basınç ölçümü yapan cihazlardan oluşmaktadır. Soğutma sisteminde dolaşan soğutucu akışkanın çeşitli noktalardaki sıcaklık verilerinin alınacağı T tipi plantinyum alaşımlı termokupların, gümüş kaynağı yardımıyla montajları yapılmıştır. Şekil 5.1'deki otomobil klima sisteminin şematik resminde görülen soğutma sisteminde dolaşan soğutucu akışkanın çeşitli noktalardaki basınç verilerinin alınacağı basınç transmitterleri uygun bağlantı aparatları kullanılarak sisteme montajı yapılmıştır.

### 5.1.2.1.1 Kütlesel debimetre

Bu deneysel otomobil klima sistemine Şekil 5.7'de görülen KRONE OPTIMASS 3300C H04 marka-model Coriolis tip kütle akış sensörü kullanılmıştır. Bu sensör yardımıyla soğutucu akışkanın kütlesel debisini, yoğunluğunu ve sıcaklığını ölçülebilmektedir. Bu ölçüm cihazı deneysel otomobil iklimlendirme sisteminin soğutma çevriminin sıvı hattına uygun aparatlar kullanılarak bağlanmıştır. Kütlesel akış sensörü 0-125 g/s arasındaki soğutucu akışkan debisini, 400-3000 kg/m<sup>3</sup> soğutucu akışkan yoğunluğunu ölçebilecek özelliktedir. Ayrıca ölçüm cihazının ölçüm tüpü 150 bar basınçta 150°C sıcaklığa sahip soğutucu akışkanın kütle akış miktarını ölçebilecek özelliktedir. Kütle akış sensörü üzerinden alınan soğutucu akışkan kütle akış ve yoğunluk bilgileri anlık olarak data toplama sistemine aktarılmaktadır. Aynı zamanda anlık olarak her iki bilgi bilgisayar ekranından takip edilebilmektedir.



Şekil 5.7. Deneysel otomobil klima sisteminde kullanılan Coriolis tip kütle akış sensörü.

Deneysel otomobil klima sisteminde karşılaştırması yapılacak olan R134a ve R1234yf soğutucu akışkanların deneylerine başlamadan önce kütle akış sensörün soğutucu akışkanlar için kalibrasyon işlemleri yapılmıştır. Soğutucu akışkanlar soğutma çevrimine şarj işlemi gerçekleştirildikten sonra kütle akış sensörü girişindeki gözetleme camında soğutucu akışkanın bu bölgede tam sıvı olduğu gözlemlenerek kütle akış sensörünün dijital ekranında kalibrasyon ve cihaz sıfırlama işlemleri gerçekleştirildi. R1234yf ve R134a soğutucu akışkanlar için doymuş haller tablosundaki soğutucu akışkan sıcaklığına karşılık gelen doymuş sıvı yoğunlukları ile



sensörün soğutucu akışkanların durgun halde iken ölçtüğü yoğunluklar karşılaştırılmıştır.

Tablo 5.3. Coriolis tipi kütle akış ölçerin teknik özellikleri.

Marka / Model		KROHNE / OPTIMASS 3300C H04
Nominal akış oranı (kg/h)		450
Yoğunluk ölçümü (kg/m <sup>3</sup> )		400 - 3000
Hassasiyet	Kütle Akışı (%)	± 0,1 (sıvı için) ± 0,5 (gaz için)
	Yoğunluk (± kg/m <sup>3</sup> )	2

### 5.1.2.1.2 Basınç transmitterleri

DeneySEL otomobil iklimlendirme sisteminde 5 adet basınç transmitteri ile iki adet yağlı tip bourdon tüpü manometreler kullanılmıştır. Bourdon tüpü manometreler sadece basınç transmitterlerde oluşabilecek bir arızanın fark edilebilmesi amacı ile kompresör giriş ve çıkışına montajı yapılmıştır. DeneySEL otomobil klima sisteminde basma hattında oluşabilecek ani basınç yükselmesi ile emiş hattında oluşabilecek basınç düşüşüne karşın klima kompresörü elektro manyetik kavramanın enerjisini kesecek basınç presostatı eklenmiştir.

Tablo 5.4. Basınç transmitterleri teknik özellikleri.

Marka / Model		VİKA / S-10
Ölçüm aralığı (bar)		0-25
Hassasiyeti		≤ 0,25
Veri çıkışı	(mA)	4 - 20 / 0 - 20
	(V)	0 - 5 / 0 - 10

Basınç transmitterleri Şekil 5.1'deki şematik resimden de görüldüğü gibi klima kompresörü girişi ile çıkışına, kondenser girişine, kütle akış sensörü çıkışına ve evaporatör girişine montajları yapılmıştır. Basınç transmitterlerinin teknik özellikleri Tablo 5.4'de verilmiştir. Basınç transmitterlerinden alınan veriler 16 bit çözünürlüğe sahip 4-20mA data toplama kartı yardımıyla bilgisayar ortamına aktarılmıştır. Basınç transmitterlerin kalibrasyon ayarları yapılmıştır. Ayrıca bilgisayar ortamındaki basınç verileri sisteme harici takılan manometreler ile kontrol edilmiştir. DeneySEL otomobil klima sistemi üzerindeki bütün basınç transmitter verileri bilgisayar ortamında anlık olarak izlenebilmekte ve kaydedilmektedir.

### 5.1.2.1.3 Soğutucu akışkan sıcaklık ölçümü

Deneysel otomobil klima sisteminin soğutma çevrimindeki soğutucu akışkan sıcaklık verileri, bakır boru üzerine kaynatılmış olan plantinyum alaşımli T tip termokuplar yardımıyla alınmıştır. Şekil 5.1'deki görülen otomobil klima sistemi soğutma çevrimi üzerinde görülen noktalardan soğutucu akışkanın sıcaklık verileri alınmıştır. Soğutucu akışkanların sıcaklık verileri bilgisayar ortamına aktarılması için Şekil 5.17'de görülen ADAM 4018+ marka-model termokupl data toplama modül kartı kullanılmıştır.

### 5.1.2.2. Hava akımı özelliklerini ölçen ölçüm cihazları

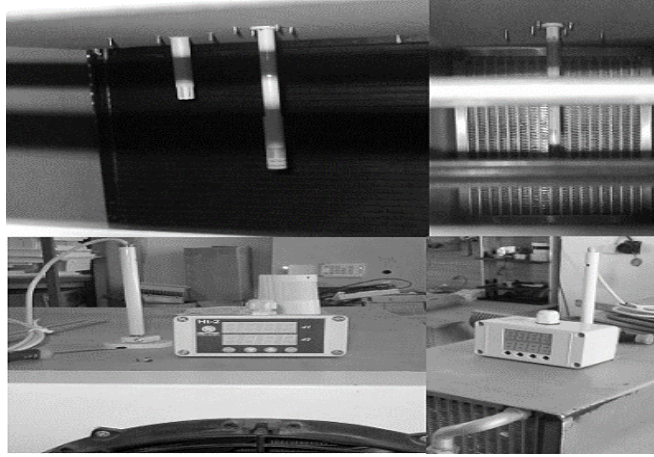
Deneysel otomobil iklimlendirme sisteminin evaporatör ile kondenser elemanlarının üzerinden geçen hava akımının nem, sıcaklık ve hız özelliklerinin bilinmesi performans karşılaştırmalarının yapılabilmesi için gerekli özelliklerdendir. Bu deney sisteminde hava akımı sıcaklık ve nem bilgilerini Tablo 5.5'de teknik özellikleri verilen SHT 71 tip sıcaklık-nem sensörü kullanılmıştır. Şekil 5.8'de bu sıcaklık-nem sensörünün entegre olduğu sıcaklık-nem ölçüm cihazı görülmektedir. Deneysel otomobil klima sisteminin Şekil 5.1'deki şematik resminde gösterilen yerlerden sıcaklık-nem ölçüm cihazları yardımıyla hava akımının sıcaklık-nem verileri ölçülmüştür. Ölçülen bu veriler bilgisayar üzerine data toplama sistemi yardımıyla aktarılmıştır. Şekil 5.9'da görüldüğü gibi deney sisteminin çeşitli yerlerine sıcaklık/nem ve hava akım sensörlerinin montajları yapılmıştır.

Tablo 5.5. Hava akımı sıcaklık/nem sensörünün teknik özellikleri.

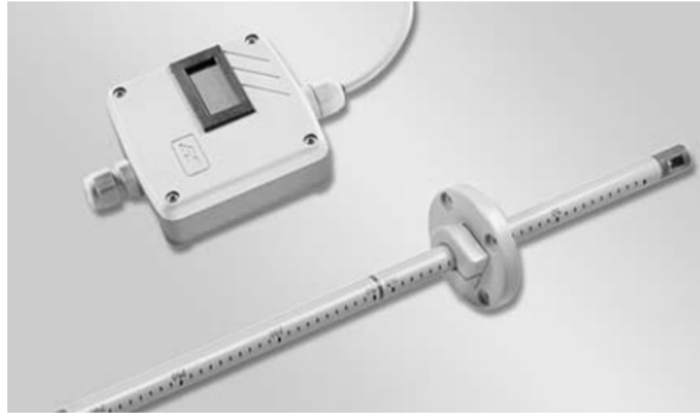
Sensör tipi	SHT 71	
Ölçüm Aralığı	Sıcaklık (°C)	-40 / 123,8
	Nem (% RH)	0 / 100
Hassasiyeti	Sıcaklık ( $\pm$ °C)	0,4
	Nem ( $\pm$ %RH)	3



Şekil 5.8. Sıcaklık-nem ölçüm cihazı.



Şekil 5.9. Deneysel otomobil iklimlendirme sisteminde sıcaklık-nem ve hava akımı hız sensörlerin montaj resmi.



Şekil 5.10. Deneysel otomobil klima sisteminde kullanılan hava akış transmitteri.

Deneysel otomobil klima sistemi iç ve dış ünite hava kanalları içerisindeki hava akımı hızlar Şekil 5.10'da gösterilen hava akış transmitterleri ile ölçülmüştür. Hava akış transmitterleri hava kanalı içerisindeki hava akışının ortama değerin alındığı noktalara montajları yapılmıştır. Hava akış transmitterlerinin teknik özellikleri Tablo 5.6'da verilmiştir.

Tablo 5.6. Hava akış transmitteri teknik özellikleri.

Marka / Model	E+E ELEKTRONIK / EE65-VCK200	
Ölçüm aralığı (m/s)	0,2 / 10	
Hassasiyeti ( $\pm$ m/s)	0,2	
Veri çıkışı	(mA)	4 - 20
	(V)	0 - 10

### 5.1.2.3. Deneysel otomobil iklimlendirme sisteminin şartlandırma ekipmanlarının harcadığı güç miktarını ölçen ölçüm cihazları

Deneysel otomobil iklimlendirme sistemini deneysel şartlara göre şartlandıran ekipmanların deney süresince harcadığı güç bilgileri performans karşılaştırmaları için önemlidir. Bu deney sisteminde üç grup deney şartlandırma ekipmanları bulunmaktadır. Bunlar iç ve dış ünite hava kanalı içerisinde geçen hava akımının hızını şartlandıran evaporatör ve kondenser fanları, hava akımı sıcaklığını şartlandıran elektrikli rezistanslar ile klima kompresörünü tahrik eden ve deney şartlarına göre klima kompresörünün devrini şartlandıran asenkron elektrik motorudur.

Deneysel sistemde iç ve dış ünite hava kanalı içerisindeki hava akımını sağlayan evaporatör ile kondenser fan motorlarının harcadığı güçler Şekil 5.15’de görülen elektronik kart üzerinden alınmıştır. Evaporatör ve kondenser fan motorlarının çekmiş olduğu güç verileri data toplama sistemine aktarılmaktadır. Aktarılan bu veriler bilgisayar ortamında anlık takibi yapılabilmekte ve deney sonunda deney süresine bağlı olarak kaydedilmektedir.

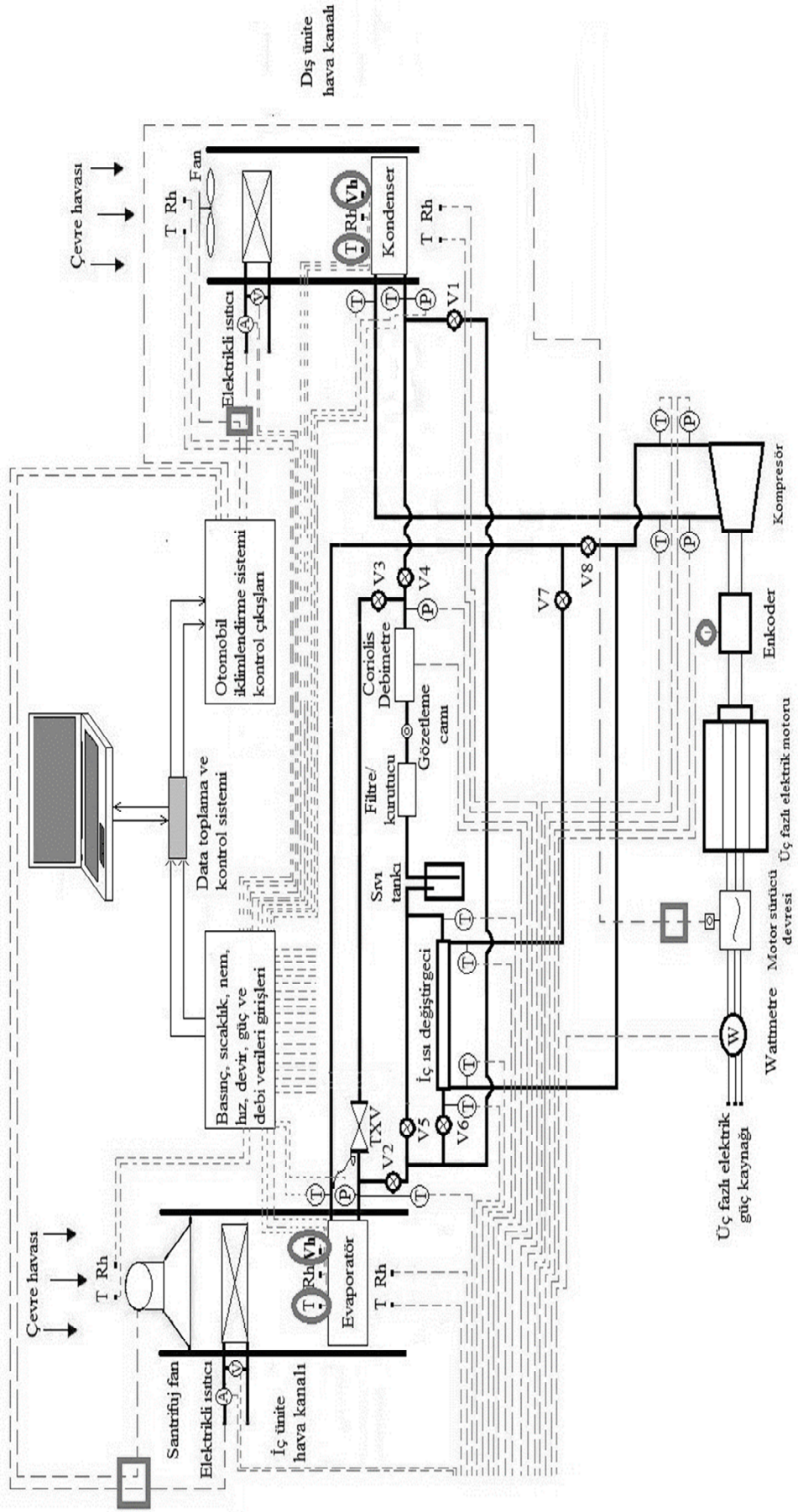
Deneysel otomobil iklimlendirme sistemi soğutma çevrimi klima kompresörünü tahrik eden ve deney şartlarına göre devrini şartlandıran asenkron elektrik motorunun çekmiş olduğu akım, voltaj ve frekans bilgisi anlık olarak kaydedilmektedir. Bu bilgiler elektrik motorunu deney şartlarına göre kontrol eden motor sürücüsü üzerinden alınmaktadır. Şekil 5.11’de görülen motor sürücüsünden asenkron motorunun çekmiş olduğu akım, gerilim ve frekans bilgileri anlık olarak data toplama sistemi tarafından alınmaktadır. Alınan bu veriler bilgisayar ortamında anlık olarak izlenmekte ve deney sonunda zamana bağlı olarak kaydedilmektedir.



Şekil 5.11. Motor sürücüsü.

### 5.1.3. Deneysel otomobil iklimlendirme sisteminin deney koşullarını oluşturan sistemler

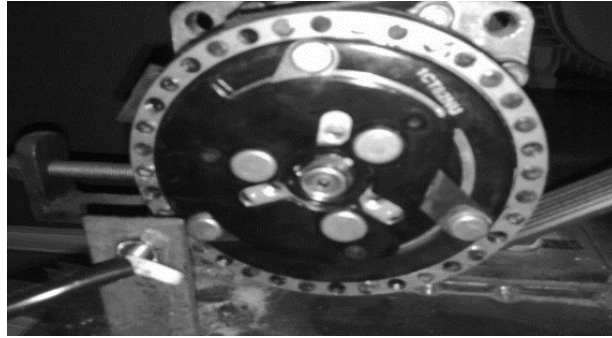
Deneysel otomobil iklimlendirme sistemi deney koşullarına şartlandırma sistemleri üç gruba ayrılmıştır. Bu üç ayrı sistem elektronik kontrol sistemi yardımıyla, istenilen deney koşullarına göre istenilen değerlerde deney yapılması sağlanmaktadır. Deneysel sistemde elektronik kontrol sayesinde farklı soğutucu akışkanlar ile değişen her bir deney giriş şartı için diğer deney giriş şartlarının her zaman aynı değerlerde olması sağlanmaktadır. Deneysel otomobil iklimlendirme sisteminde deney giriş şartları olan klima kompresörü devri, evaporatör ile kondenser giriş hava akımı sıcaklığı ve hızları için elektronik kontrollerinin yapılması ile her zaman aynı deneysel şartlar sağlanmaktadır. Şekil 5.12'de deneysel otomobil klima sistemindeki sensörlerin ve deney şartlandırma ekipmanlarının elektriksel bağlantıları gösterilmektedir.



Şekil 5.12. Deneysel otomobil iklimlendirme sistemi elektriksel bağlantı şeması.

### 5.1.3.1. Otomobil iklimlendirme sistemi klima kompresörünün hız kontrollü

Otomobil klima sisteminde performans karşılaştırmasında en önemli parametrelerden birisi klima kompresörünün devrine bağlı olan verilerdir. Deneylein yapılmaya başlandığı zamandan termodinamik denge koşulunun sağlandığı zamana kadar klima kompresörünün aynı devirde döndürülmesi deneysel verilerin karşılaştırılması için önemlidir. Bu amaç için bu deney sisteminde kullanılan klima kompresörü 5.5 kW gücünde bir asenkron motor ile kayış-kasnak mekanizması yoluyla tahrik edilmektedir. Asenkron elektrik motoru ise, 5.5 kW gücünde bir motor sürücüsü ile istenilen devirde döndürülebilmektedir.



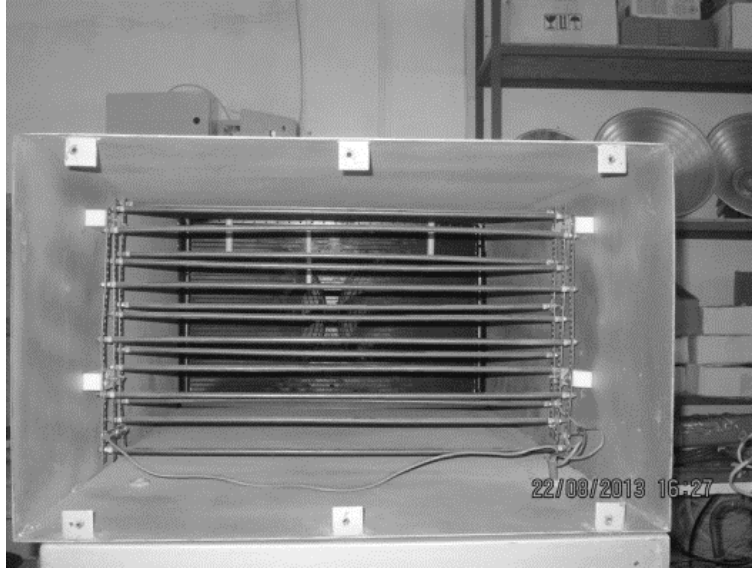
Şekil 5.13. Enkoder

Klima kompresörünün devri Şekil 5.13’de görülen enkoder yardımıyla anlık olarak alınmaktadır. Bu sensörden alınan devir verisi elektronik kontrol sisteminde değerlendirilmektedir. Değerlendirilen devir istenen deney kompresör devrine göre klima kompresörünü tahrik eden elektrik motorunun hızını ayarlayan motor sürücüsü üzerinden kontrolü elektronik olarak yapılarak, klima kompresörünün istenilen devirde döndürülmesi sağlanmaktadır. Aynı zamanda klima kompresörü devir bilgisi anlık olarak data toplama sistemine aktarılmaktadır. Böylelikle her hangi bir deney giriş şartının değişmesi ile klima kompresörü üzerindeki değişken yüklere karşın her zaman klima kompresörünün istenilen devirde döndürülmesi sağlanmıştır.

### 5.1.3.2. İç ve dış ünite kanallarının hava akımı sıcaklıklarının şartlandırılması

Deneysel otomobil iklimlendirme sisteminin performans karşılaştırmalarında en önemli parametrelerden birisi de evaporatör ve kondenser girişindeki hava akımı

sıcaklıklarının istenilen deney şartlarına göre şartlandırılmasıdır. Bu amaç için iç ve dış ünite hava kanalları içerisine hava akışına engel olmayacak, hava ile homojen bir karışım sağlayacak ısıtıcı rezistanslar yerleştirilmiştir. Aynı zamanda iç ve dış ünite hava kanalları içerisinde bulunan evaporatör ile kondenser soğutma çevrimi elemanlarının hava akımı giriş tarafına sıcaklık ve nem sensörleri yerleştirilmiştir.



Şekil 5.14. Isıtıcı rezistans

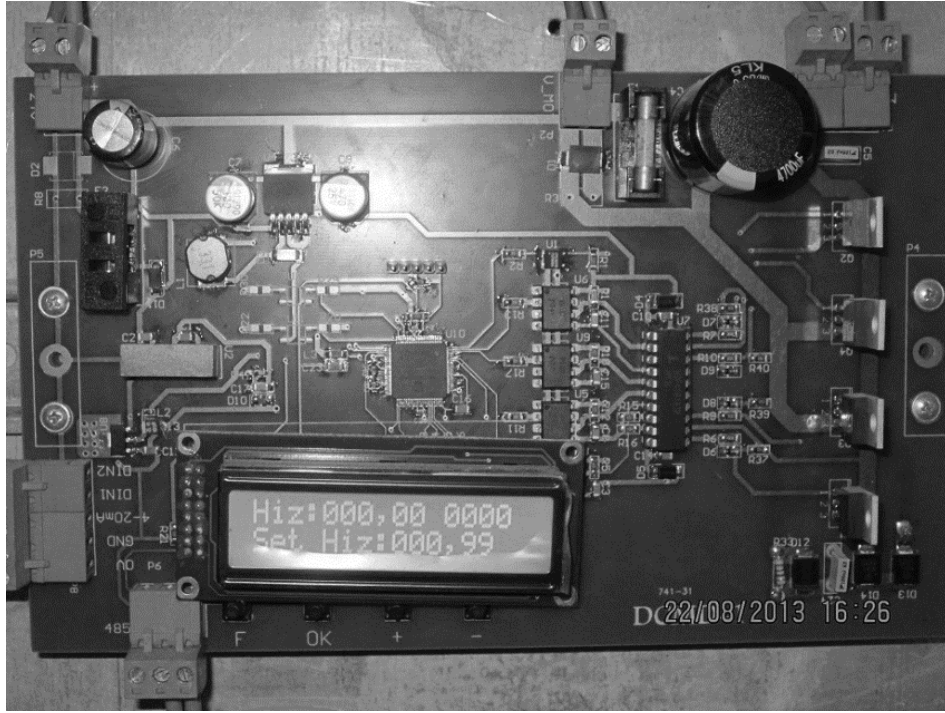
Deney koşullarına göre istenilen evaporatör ve kondenser giriş hava akım sıcaklıkları ile sensörlerden gelen sıcaklık verileri elektronik kontrol sistemi tarafından anlık olarak karşılaştırılmaktadır. İstenilen evaporatör ve kondenser giriş sıcaklık değerlerine göre elektronik kontrol sistemi ile kontrol edilen katı hal relöleri yardımıyla rezistanslar kontrol edilmektedir. Böylelikle deney şartlarına göre istenilen evaporatör ve kondenser giriş hava akımı sıcaklıkları anlık olarak deney süresince şartlandırılmaktadır.

### 5.1.3.3. İç ve dış ünite kanalları hava akımı hızlarının şartlandırılması

Evaporatör ve kondenser elemanları üzerinden geçen hava akım hızları, karşılaştırmalı performans deneyleri için önemli parametrelerdendir. Bu amaç için iç ünite hava kanalı girişine orijinal otomobil klima sisteminde kullanılan santrifüj tip evaporatör fanı yerleştirildi. İç ünite hava kanalı içerisinde bulunan soğutma çevrimi



elemanı olan evaporatörün girişine hava akış sensörü yerleştirilmiştir. Hava akış sensörü evaporatör girişindeki çeşitli noktalardan ölçümler alınarak ortalama hızın geçtiği noktaya montajı gerçekleştirilmiştir.



Şekil 5.15. 24 VDC fan motorlarının elektronik kontrol devresi kartı.

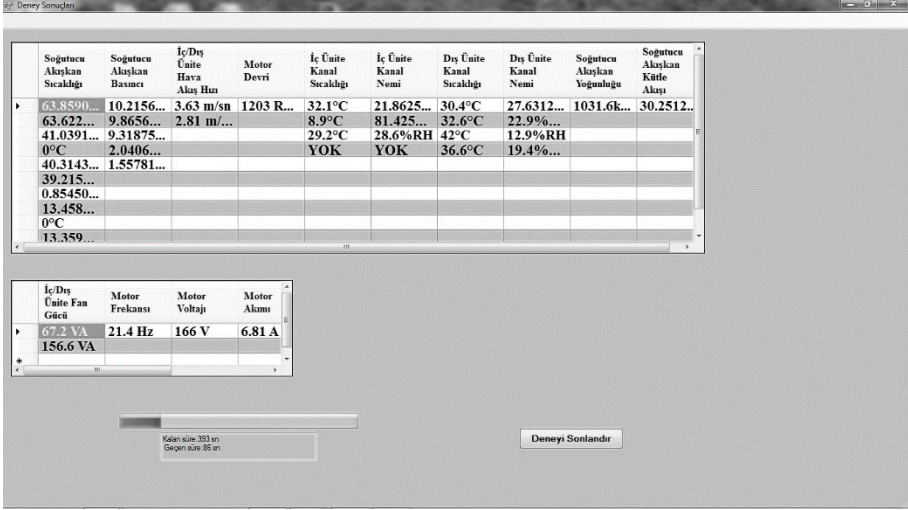
Dış ünite hava akımı kanalı içerisindeki hava akışını sağlanması için eksenel tip çift kondenser fanının kondenser üzerine montajı gerçekleştirilmiştir. Dış ünite hava kanalı içerisindeki hava akış hızının çeşitli noktalardan ölçümleri alınarak ortalama hızın gerçekleştiği nokta bulunmuştur. İç ünite hava kanalında olduğu gibi bu noktaya hız sensörü montajı yapılmıştır.

Deneysel karşılaştırma şartları için istenilen evaporatör ve kondenser hava akış hızları ile hava akış hız sensörlerinden alınan hava akış hızı bilgisi Şekil 4.15’de oluşturulan DC sürücü devresi ile gerçek zamanlı elektronik kontrol yapılarak istenilen evaporatör ve kondenser giriş hava akımı hızı şartlandırılmıştır. Şartlandırılan hava akım hızları deney süresince ve değişen diğer deney şartlarına karşın istenilen değerde şartlandırılmaktadır. Ayrıca her iki kanaldaki hava akış hızı ile fanların çektiği güçler anlık olarak data toplama merkezine gönderilmektedir.

### 5.1.4. Deneysel otomobil klima sistemi veri toplama ve kontrol sistemi

Deneysel otomobil klima sistemi performans analizi yapılır iken sistem üzerindeki performansa etki eden bütün verilerin anlık olarak eş zamanlı toplanması gerekmektedir. Bu amaç için bu sistemdeki soğutucu akışkan, hava akımı ve deneysel koşulların şartlandırma sistemlerinin bütün verileri eş zamanlı olarak toplanmıştır. Aynı zamanda deney şartlarına göre deney şartlandırma cihazlarının eş zamanlı kontrolleri gerçekleştirilmiştir.

Deneysel otomobil klima sisteminin soğutma çevriminde dolaşan soğutucu akışkanın deney boyunca anlık olarak kütle akış miktarı, sıvı hattındaki sıvı yoğunluğu ile çeşitli noktalardaki sıcaklık ve basınç verileri toplanmıştır. Deneysel otomobil klima sisteminin iç ve dış ünite hava kanallarının çeşitli noktalarından hava akımının sıcaklık-nem verileri ile kanallar içerisindeki havanın akış hızları anlık olarak ölçülmüştür. Aynı zamanda deney sisteminin şartlandırma ekipmanlarından olan iç ve dış ünite fan motorlarının harcadığı güç ile klima kompresörünü tahrik eden asenkron elektrik motorunun çektiği akım, gerilim ve frekans değerleri anlık olarak toplanmıştır. Bu veriler çeşitli analog ve dijital data toplama kartları ile toplanarak bilgisayar ortamına RS485 MODBUS haberleşme protokolü ile aktarılmıştır. Bilgisayar ortamında hazırlanan program bütün verileri üzerine anlık olarak toplamakta ve aynı zamanda Şekil 5.16'da görülen program arayüzünden anlık olarak verilerin takibi yapılabilmektedir.



Soğutucu Akışkan Sıcaklığı	Soğutucu Akışkan Basıncı	İç/Dış Ünite Hava Akış Hızı	Motor Devri	İç Ünite Kanal Sıcaklığı	İç Ünite Kanal Nemi	Dış Ünite Kanal Sıcaklığı	Dış Ünite Kanal Nemi	Soğutucu Akışkan Yoğunluğu	Soğutucu Akışkan Kütle Akışı
63.8590...	10.2156...	3.63 m/s	1203 R...	32.1°C	21.8625...	30.4°C	27.6312...	1031.6k...	30.2512...
63.622...	9.8656...	2.81 m/...		8.9°C	81.425...	32.6°C	22.9%...		
41.0391...	9.31875...			29.2°C	28.6%RH	42°C	12.9%RH		
0°C	2.0406...			YOK	YOK	36.6°C	19.4%...		
40.3143...	1.55781...								
39.215...									
0.85450...									
13.458...									
0°C									
13.359...									

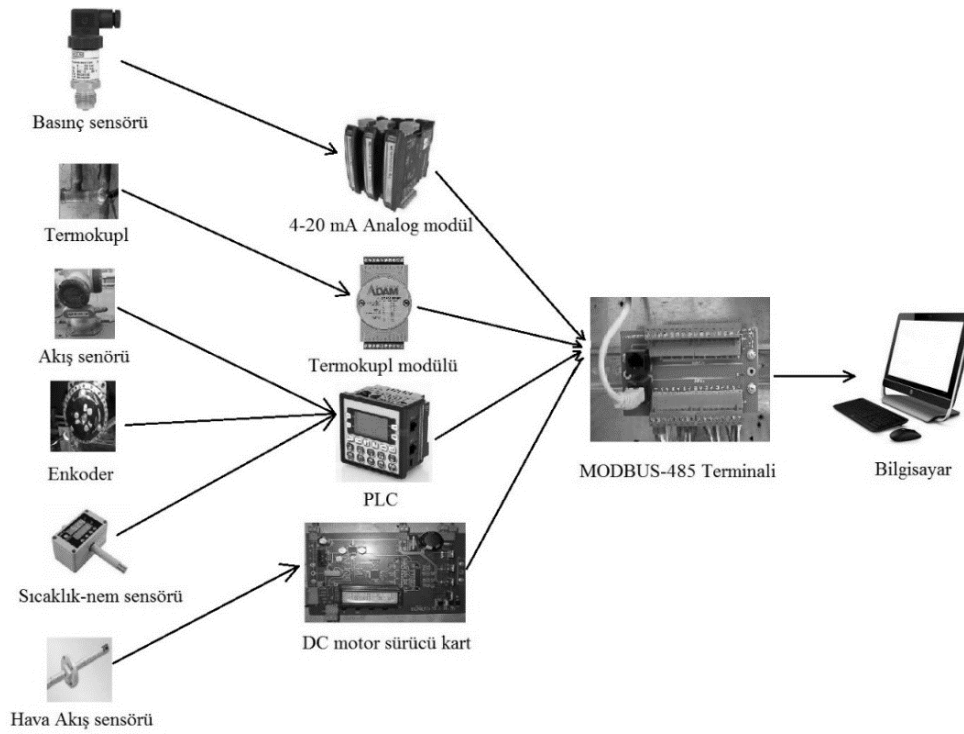
  

İç/Dış Ünite Fan Gücü	Motor Frekansı	Motor Voltajı	Motor Akımı
672 VA	21.4 Hz	166 V	6.81 A
156.6 VA			

Kalan süre: 353 sn  
Geçen süre: 86 sn

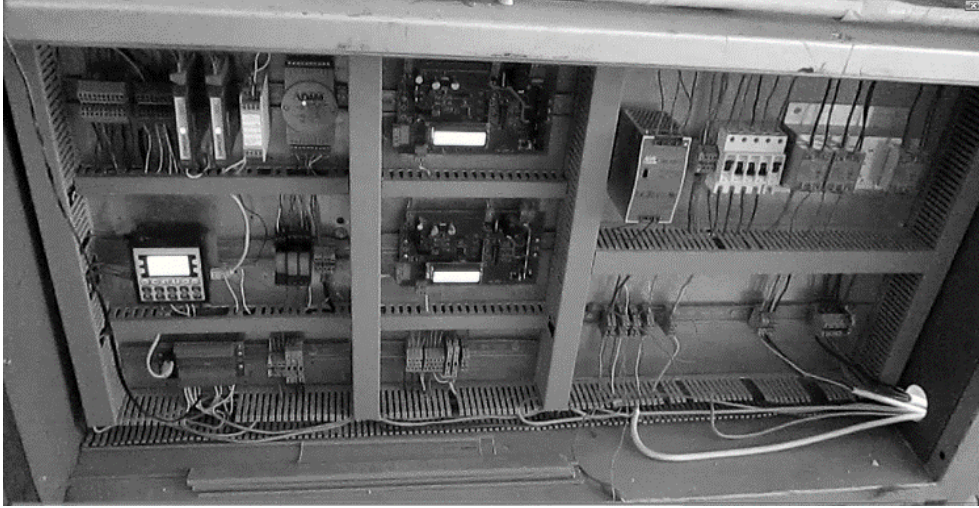
Deneysel Verileri İzleme Arayüzü

Şekil 5.16. Deneysel otomobil klima sisteminin deneysel verileri izleme arayüzü görünümü.



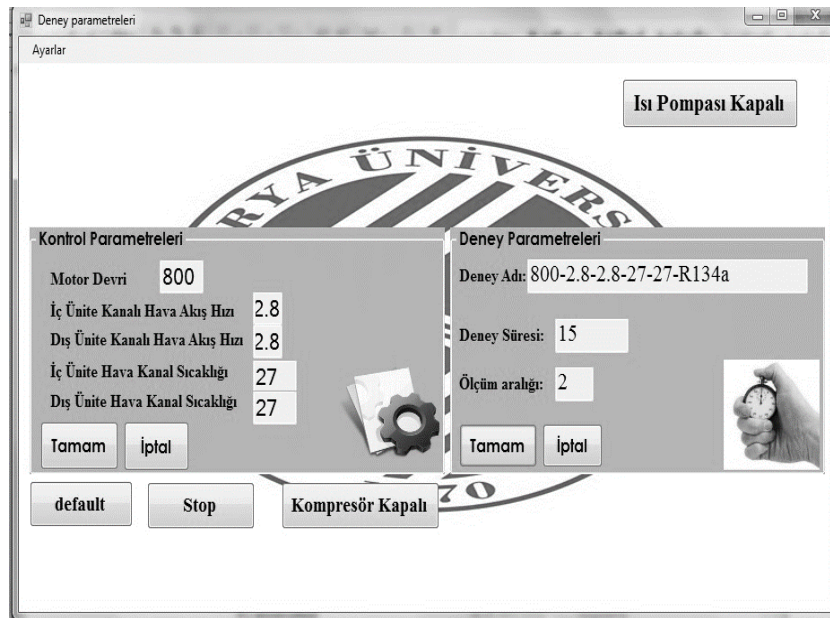
Şekil 5.17. Deneysel otomobil klima sisteminin data toplama sistemi ve bileşenleri.

Deneysel otomobil klima sistemi data toplama modülleri 16 bit çözünürlüğe sahiptir. Data toplama sisteminin veri aktarım ile ilgili basit şematik veri aktarma yolları Şekil 5.17’de verilmiştir. Şekil 5.17’de görüldüğü gibi sensörlerden alınan bilgiler veri toplama modüllerine, PLC ve özel tasarım DC sürücü kartlarına aktarılmaktadır. Buradan her bir veri MODBUS 485 veri yolu haberleşmesi ile bilgisayar ortamına aktarılmaktadır. Bilgisayara gelen veriler Şekil 5.16’deki deneysel verileri izleme arayüzü üzerinden izlenebilmektedir.



Şekil 5.18. Deneysel otomobil klima sisteminin data toplama ve kontrol merkezi görünüm fotoğrafı.

Otomobil klima sisteminde performans karşılaştırmasında en önemli parametreler olan klima kompresörünün devri, evaporatör ve kondenser giriş hava akımı sıcaklığının kontrolü PLC aracılığıyla kontrolü yapılmaktadır. Evaporatör ve kondenser hava akım hızının kontrolü ise Şekil 5.15’de görülen DC motor sürücü kartı üzerinden PID kontrol yapılarak yapılmaktadır.



Şekil 5.19. Deneysel otomobil klima sisteminin bilgisayar kontrol ara yüzü görünümü.

Deneysel otomobil klima sistemini oluşturulan kontrol sistemi sayesinde bilgisayar üzerinden deney şartlandırma ekipmanları kontrol edilmektedir. Deney giriş şartları

olan klima kompresörü devri, evaporatör ile kondenser giriş hava akım hızı ve sıcaklık değerleri Şekil 5.19'da görülen deney sistemi kontrol ara yüzünden deney şartlarına göre değerleri girilebilmektedir. Aynı zamanda deney ismi, deney süresi ve deneysel verilerin alma sıklığı (saniye olarak) girilerek deneyler gerçekleştirilmektedir.

Deneysel otomobil klima sistemi istenilen deney şartları bilgisayar kontrol ara yüzünden girilen değerlere göre elektronik kontrol sistemiyle şartlandırmaktadır. Bilgisayar kontrol ara yüzü ile başlatılan deneyler anlık olarak deney bitiş süresine göre Şekil 5.16'da görülen deneysel otomobil klima sistemi deney verileri izleme ara yüzü aracılığıyla takip edilebilmektedir. Deney süresi bitişinde program sensörlerden gelen veriler isimlendirilen deneyin veri alma sıklığına bağlı olarak raporlanmaktadır. Oluşturulan raporlar bilgisayar ortamında analiz edilerek karşılaştırılmalı grafikler haline getirilmiştir.

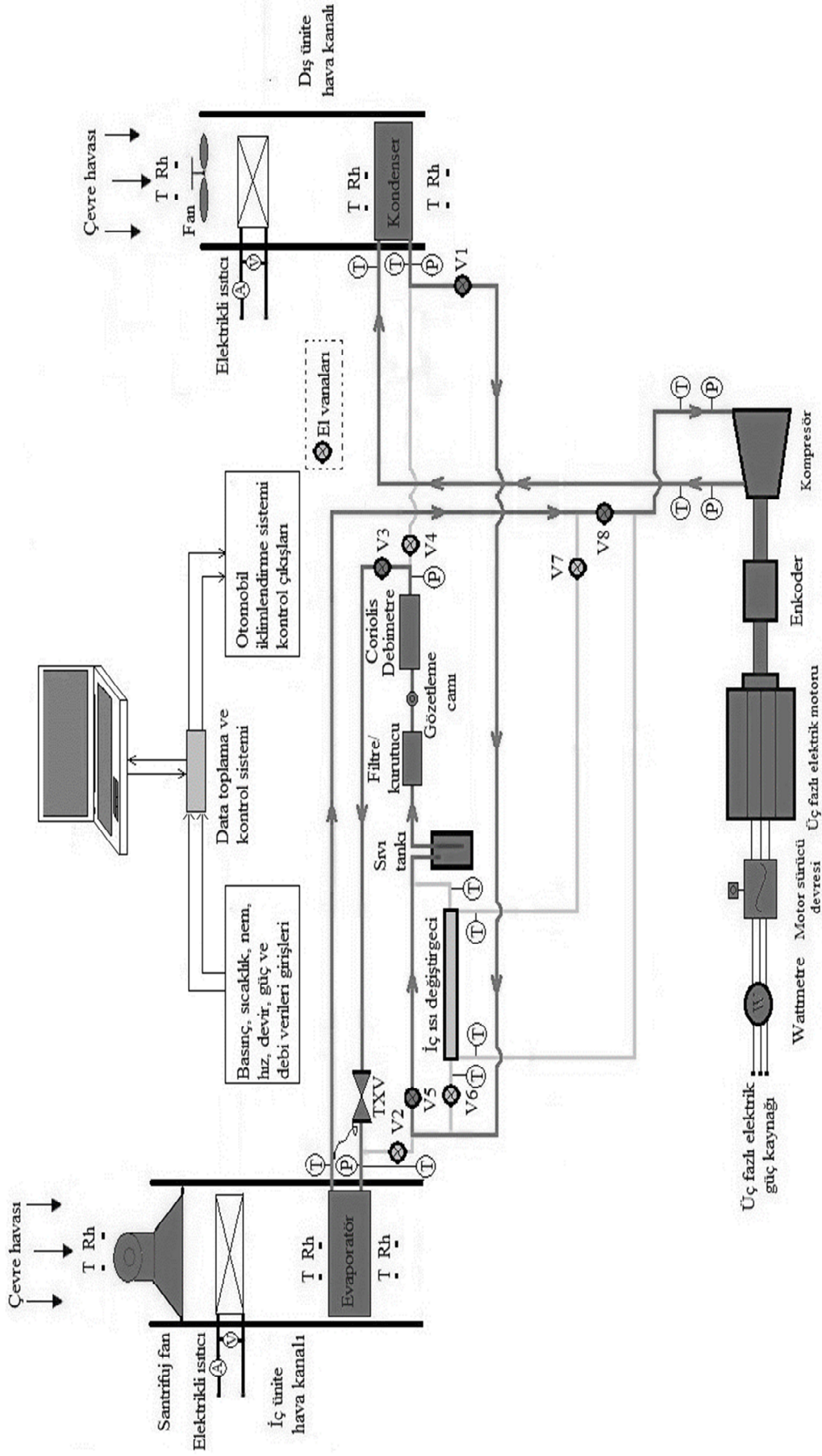
### **5.1.5. Deneysel otomobil klima sisteminin çalışması**

Deneysel otomobil klima sistemi iç ısı değiştirgeçsiz soğutma durumundaki çalışma şeması, her iki soğutucu akışkan için Şekil 5.20'de görülmektedir. Otomobil klima sisteminin kompresörü, üç fazlı asenkron elektrik motoru ile çalıştırılmakta ve motor devri, istenilen kompresör devrinin elde edilmesi amacıyla motor sürücü devresi ile kontrol edilmektedir. Otomobil klima sisteminin kompresörü, elektrik motorundan aldığı mekanik hareketle evaporatörden gelen düşük basınçta kızgın buhar halindeki soğutucu akışkanı yüksek basınçta kızgın buhar halinde dış ünite hava kanalı içerisindeki kondensere göndermektedir. Dış ünite hava kanalı içerisinde bulunan elektrik ısıtıcısı ve fan tertibatı sayesinde istenilen özelliklere getirilen hava akımına ısını atan soğutucu akışkan, önce yüksek basınçta kızgın buhar halinden doymuş sıvı-buhar haline sonra doymuş sıvı haline dönüşmekte, en sonunda sıkıştırılmış sıvı olarak kondenseri terk etmektedir. Sistemin birinci vanası açık olduğu için soğutucu akışkan, Şekil 5.20'de gösterilen yolu takip ederek termostatik genleşme valfinin (TXV) fazla kısıldığı durumlarda çevrimde kullanılmayan akışkanı tutan, aynı zamanda akışkan içindeki pislikleri filtreleyip nemi tutabilen sıvı tankı/filtre/kurutucudan geçecek, daha sonra gözetleme camı ve Coriolis

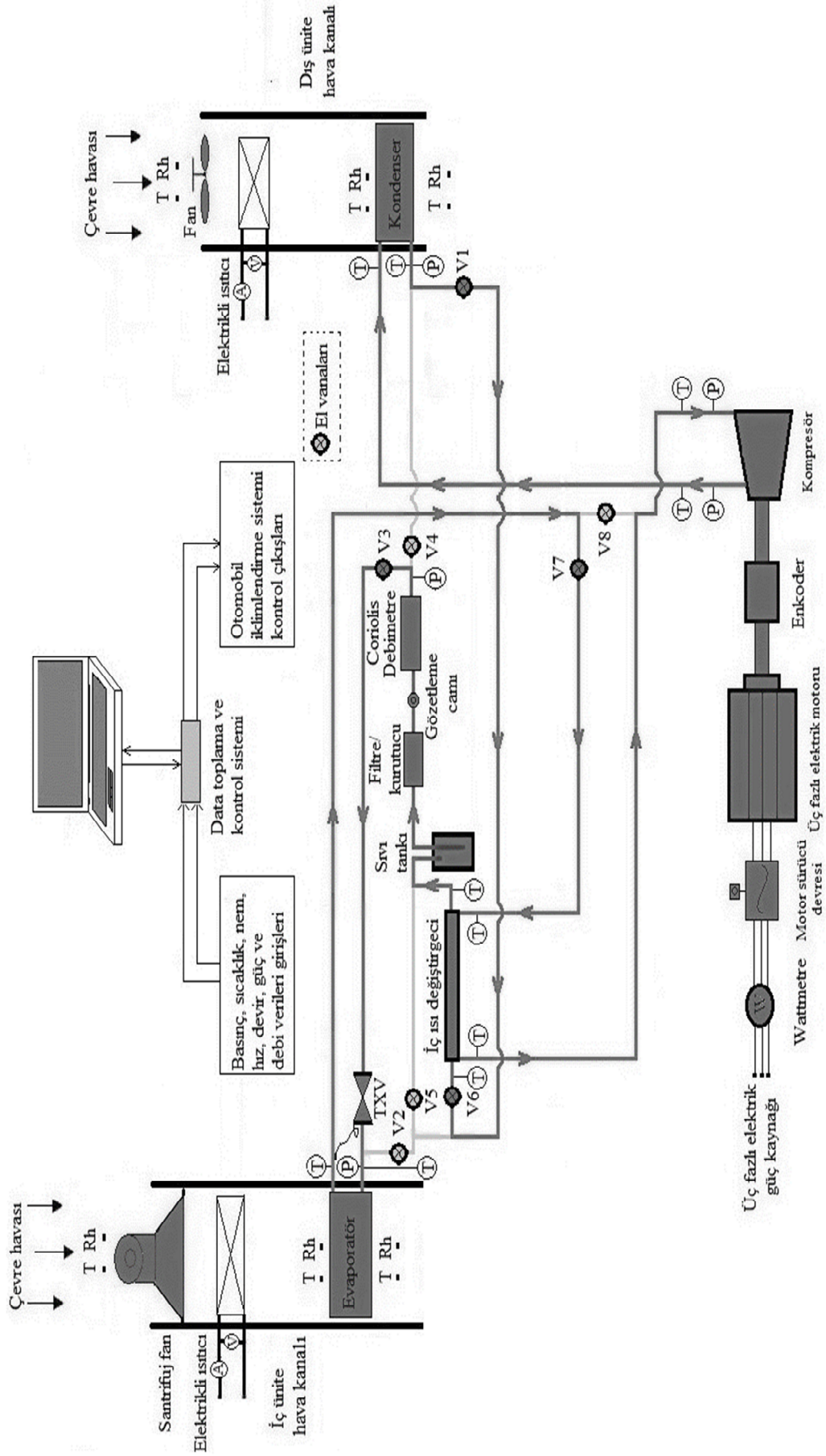
debimetreden geçerek açık olan üçüncü vana üzerinden TXV elemanına gelecektir. TXV’de, evaporatör çıkışındaki kızgınlık (superheat) sabit kalacak şekilde basıncı ve sıcaklığı düşürülen soğutucu akışkan, düşük basınçta doymuş sıvı-buhar karışımı olarak iç üniteye girmektedir. İç ünite dış yüzeylerinden geçen şartlandırılmış hava akımından ısı çeken soğutucu akışkan, kızgın buhar halinde evaporatörden çıkarak kompresöre gelmektedir.

Dış üniteden geçirilecek hava akımı, çevreden çekildikten sonra gerekirse istenilen özellikler sağlanacak şekilde enerjilendirilen elektrikli ısıtıcıdan geçmekte ve kondensere gönderilmektedir. Burada, kondenserde yoğuşan soğutucu akışkanın attığı ısıyı alarak, çevreye atılmaktadır. İç üniteden geçirilecek hava akımı ise, bir santrifüj fan ile iç ünite hava kanalına alındıktan sonra, gerekirse istenilen sıcaklık sağlanacak şekilde enerjilendirilen elektrikli ısıtıcıdan geçirilmektedir. Bu hava akımı, daha sonra evaporatör dış yüzeylerinden geçirilerek, evaporatör içinde buharlaşmakta olan soğutucu akışkana ısını atarak soğuması sağlanmaktadır. Bu şekilde şartlandırılan hava akımı, daha sonra isteğe göre çevreye gönderilmektedir.

Deneysel çalışmanın ikinci ve dördüncü aşamasını, otomobil klima sisteminin iç ısı değiştirgeçli çalışma testleri oluşturmuştur. Sistemin devre şeması, Şekil 5.21’de görülmektedir. Bu çalışma durumunda, genel olarak sistem yukarıda anlatılan şekilde çalışmaktadır. Ancak Şekil 5.21’de görüldüğü gibi kondenser çıkışındaki sıkıştırılmış sıvı olan soğutucu akışkan sıvı tankına girmeden önce vanalar yardımı ile iç ısı değiştirgeçinden geçirilmektedir. Aynı zamanda evaporatörden düşük basınçta kızgın buhar halindeki soğutucu akışkan vanalar yardımı ile iç ısı değiştirgeçinden geçirilerek kompresöre giriş yapması sağlanmıştır. Böylelikle kondenserden ısını atarak sıkıştırılmış sıvı halinde çıkan soğutucu akışkanın üzerindeki ısının bir miktarında iç ısı değiştirgeci ile evaporatörü terkeden düşük basınçta kızgın buhar halindeki soğutucu akışkana atması sağlanmıştır.



Şekil 5.20. Deneysel otomobil klima sisteminin iç ısı değiştirgeçsiz soğutma durumunda çalışma şeması.



Şekil 5.21. Deneysel otomobil klima sisteminin iç ısı değiştirgeçli soğutma durumunda çalışma şeması



### 5.1.6. Deneysel çalışma karşılaştırma şartları

Deneysel test sistemindeki farklı soğutucu akışkanlar ile iç ısı değiştirici elemanın etkisinin karşılaştırmaları şu şekilde yapılmıştır:

1. R134a soğutucu akışkanlı sistemin iç ısı değiştiricisiz kullanımının farklı kompresör devirleri, evaporatör ve kondenser giriş hava akımı sıcaklığı ile hızının performansa etkisi araştırılmıştır.
2. R1234yf soğutucu akışkanlı sistemin iç ısı değiştiricisiz kullanımının farklı kompresör devirleri, evaporatör ve kondenser giriş hava akımı sıcaklığı ile hızının performansa etkisi araştırılmıştır.
3. R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sisteminin hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak performans parametrelerinin kompresör devri ile değişimi araştırılmıştır.
4. R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sisteminin evaporatörden geçen hava akımı hızı ve kompresör devrine bağlı olarak performans parametrelerinin kondenserden geçen hava akımının hızı ile değişimi araştırılmıştır.
5. R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sisteminin iç ısı değiştiricili ile iç ısı değiştirgeçsiz kullanımlarının hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak performans parametrelerinin kompresör devri ile değişimi araştırılmıştır.

Bu beş farklı durumun performans parametrelerinin karşılaştırılması için sunulan grafiklerde ilk üç ile son grup, kompresör devrine bağlı olarak hazırlanmış, dördüncü grup ise kondenser hava akım hızına bağlı olarak hazırlanmıştır. Kompresör devrine bağlı olarak sunulmuş grafiklerde deneysel sistemde kullanılan klima kompresörünün sabit kapasiteli olmasından ve otomobillerin genel olarak rölanti devri ile normal çalışma devri olan (dizel -benzinli) 1600-2000 devir olmasına bağlı olarak 800-1600 devir arası 200 devir artışlı olarak belirlendi. Ayrıca bu devirler

seçilirken evaporatör giriş hava akımının düşük sıcaklıkta olduğu durumlarda evaporatör yüzeylerinde buzlanmanın oluşmadığı devirler olarak seçilmiştir. Üçüncü grup karşılaştırma grafiklerinde kompresör devrinin yüksek devirlerde etkisini göstermek amacı ile yüksek evaporatör ve kondenser giriş hava akımı sıcaklıklarında 3000 d/d'ye kadar çıkılarak yüksek kompresör devirlerin performans etkileri ortaya konmuştur. Soğutucu akışkanların performansların ortaya konduğu birinci ve ikinci grup grafiklerde kondenser ve evaporatör giriş hava akımı sıcaklıkları  $T_{kond,hg} = 27$  °C,  $T_{evap,hg} = 27$  °C/ $T_{kond,hg} = 32$  °C,  $T_{evap,hg} = 27$  °C/ $T_{kond,hg} = 37$  °C,  $T_{evap,hg} = 32$  °C/ $T_{kond,hg} = 37$  °C,  $T_{evap,hg} = 37$  °C olarak seçilmiştir. Soğutucu akışkanların kompresör devrine bağlı olarak karşılaştırmaların yapıldığı üçüncü grup grafiklerde kondenser ve evaporatör giriş hava akımı sıcaklıkları  $T_{kond,hg} = 27$  °C,  $T_{evap,hg} = 27$  °C/ $T_{kond,hg} = 37$  °C,  $T_{evap,hg} = 37$  °C olarak seçilmiştir. Kompresör devrine bağlı olarak verilen beşinci grup karşılaştırma grafiklerinde ise kondenser ve evaporatör giriş hava akımı sıcaklıkları 37 °C' de tutulmuştur. Kompresör devrine bağlı olan bütün grafiklerde kondenser ve evaporatör giriş hava akımı hızı 3.6 m/s olarak ayarlanmıştır.

Kondenslerden geçen hava akımının hızına bağlı olarak verilen dördüncü grup grafiklerde, kondenser ve evaporatör giriş hava akımı sıcaklığı 37 °C'de ayarlanmıştır. Kondenser hava akımı hızları 1.6, 2.8 ve 3.6 m/s seçilmiştir. 800 ve 1600 d/d'lik kompresör devirlerinde, evaporatörden geçen ortalama hava akımı hızları 2.8 ve 3.6 olarak ayarlanmıştır.

## 5.2. Deneysel Sistemin Termodinamik Analizi

Deneysel otomobil klima sisteminde R134a ile R1234yf soğutucu akışkanların iç ısı değiştiricili ve değiştiricisiz durumlarından oluşan dört farklı sistemin çeşitli performans parametrelerinin karşılaştırmalı olarak elde edilebilmesi için deneysel veriler toplanarak bunlar yardımıyla sisteme enerji ve ekserji analizleri uygulanmıştır.

Deneysel veriler, Şekil 5.1'deki gösterilen noktalardan alınmıştır. Bu veriler, soğutucu akışkanların sıcaklık, basınç, kütle akış miktarı ile hava akımların sıcaklık, nem ile hızlarıdır. Bunların yanında, klima kompresörün devri, kondenser ve

evaporatör fanları ile klima kompresörünü tahrik eden elektrik motorunun çektiği akım ve voltaj değerleri de ölçülmüştür.

Bu veriler her bir deney için toplanarak Excel tablosuna kaydedildikten sonra, bu çalışmanın simülasyon kısmında geliştirilen soğutucu akışkanların soğutma çevrimi noktalarındaki bağlı olduğu fonksiyona bağlı olarak değerlerini ortaya koyan program yardımıyla termodinamik özellikleri elde edilmiştir. Daha sonra, aşağıda belirtilen analiz prosedürleri kullanılarak sistemlerin çeşitli performans parametrelerinin değerleri belirlenmiş ve bunlar grafik ortamına aktararak sistemler arasında karşılaştırmalar yapılmıştır.

### 5.2.1. Deneysel otomobil klima sisteminin enerji analizi hesaplamalarında izlenen prosedür

R134a ve R1234yf soğutucu akışkanların enerji analizleri yapılırken soğutma çevrimi elemanlarının giriş ve çıkışındaki soğutucu akışkan sıcaklıkları alınmıştır. Basınç verileri ise evaporatör ve kondenser elemanları için girişlerinden alınmış ve elemanlardaki basınç düşüşü ihmal edilmiştir. Klima kompresörünün giriş ve çıkış basınçları alınmıştır. Aşağıda enerji denklemleri verilmiştir.

Soğutma kapasitesi, evaporatöre enerjinin korunum ilkesinin uygulanması ile aşağıdaki denklemde verilmiştir.

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_r(h_9 - h_8) \quad (5.1)$$

Bu denklemdeki  $\dot{m}_r$  her iki soğutucu akışkan içinde kütle akış sensöründe ölçülen kütleli debisini göstermektedir. Soğutucu akışkanların evaporatör çıkışındaki entalpi değerini  $h_9$  göstermektedir.  $h_8$  ise evaporatör girişindeki entalpi değerini göstermektedir.

Soğutucu akışkanlara verilen kompresör gücü, adyabatik kompresör kabulü ile aşağıdaki denklemden bulunmuştur.

$$\dot{W}_{komp} = \dot{m}_r(h_2 - h_1) \quad (5.2)$$

Buradaki  $h_2$  kompresör çıkışındaki heriki soğutucu akışkan için kompresör çıkış basıncı ile sıcaklığının fonksiyonu olarak bulunmuş entalpi değerini ifade etmektedir.  $h_1$  ise kompresör girişindeki heriki soğutucu akışkan için kompresör giriş basıncı ile sıcaklığının fonksiyonu olarak bulunmuş entalpi değerini ifade etmektedir.

R134a ve R1234yf soğutucu akışkanların kondenserde attığı ısı aşağıdaki denklemde verilmiştir.

$$\dot{Q}_{kond} = \dot{m}_r(h_3 - h_4) \quad (5.3)$$

Yukardaki denklemdeki,  $h_3$  değeri heriki soğutucu akışkan için kondenser girişindeki ölçülen basıncı ile sıcaklığın fonksiyonu olarak bulunmuş entalpi değerini ifade etmektedir. Kondenser çıkışında soğutucu akışkanlar doymuş sıvı olduğu için  $h_4$  değeri kondenser çıkışındaki her iki soğutucu akışkanın sıcaklığına bağlı olarak doymuş sıvı entalpisini ifade etmektedir.

Soğutma sistemlerinin etkinliğini ifade eden STK evaporatörde ortamdan soğutucu akışkanların üzerine çekilen ısı miktarının kompresörde soğutucu akışkanlara verilen güce bölünmesiyle bulunur. Soğutma te'sir katsayısının denklemi aşağıda verilmiştir.

$$STK = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{W}_{komp}} \quad (5.4)$$

### 5.2.2. Deneysel otomobil klima sisteminin ekserji analizi hesaplamalarında izlenen prosedür

R134a ve R1234yf soğutucu akışkanların ekserji analizleri yapılırken soğutma çevrimi elemanlarının giriş ve çıkışındaki soğutucu akışkan sıcaklıkları alınmıştır. Basınç verileri ise evaporatör ve kondenser elemanları için girişlerinden alınmış ve elemanlardaki basınç düşüşü ihmal edilmiştir. Klima kompresörünün giriş ve çıkış basınçları alınmıştır. Aşağıda ekserji denklemleri verilmiştir.

Her iki soğutucu akışkanlı soğutma çevrimi için kompresördeki yok edilen ekserji:

$$\dot{E}_{d,komp} = \dot{m}_r T_0 (s_2 - s_1) \quad (5.5)$$

Bu denklemdaki  $\dot{m}_r$  her iki soğutucu akışkan içinde kütle akış sensöründe ölçülen birim zamandaki kütle akış miktarını göstermektedir. Buradaki  $s_2$  kompresör çıkışındaki heriki soğutucu akışkan için kompresör çıkış basıncı ile sıcaklığının fonksiyonu olarak bulunmuş entropi değerini ifade etmektedir.  $s_1$  ise kompresör girişindeki her iki soğutucu akışkan için kompresör giriş basıncı ile sıcaklığının fonksiyonu olarak bulunmuş entropi değerini ifade etmektedir.

R134a ve R1234yf soğutucu akışkanları soğutma çevrimi için kompresörde yok edilen ekserji:

$$\dot{E}_{d,kond} = \dot{m}_r T_0 \left[ (s_4 - s_3) - \left\{ \frac{|h_4 - h_3|}{(T_{kond,hg} + 273.15)} \right\} \right] \quad (5.6)$$

Yukarıdaki denklemda,  $T_0$  değeri ortam sıcaklığını ifade etmektedir.  $s_3$  değeri heriki soğutucu akışkan için kondenser girişindeki ölçülen basınç ile sıcaklığın fonksiyonu olarak bulunmuş entropi değerini ifade etmektedir. Kondenser çıkışında soğutucu akışkanlar doymuş sıvı olduğu için  $s_4$  değeri kondenser çıkışındaki her iki soğutucu akışkanın sıcaklığına bağlı olarak doymuş sıvı entropisini ifade etmektedir.

Her iki soğutucu akışkanlı soğutma çevrimi için genleşme elemanındaki yok edilen ekserji:

$$\dot{E}_{d,valf} = \dot{m}_r T_0 (s_8 - s_7) \quad (5.7)$$

Buradaki  $s_8$  genleşme elemanı çıkışındaki heriki soğutucu akışkan için doymuş sıvı–buhar halindeki soğutucu akışkanın entropisidir.  $s_7$  ise genleşme elemanı girişindeki heriki soğutucu akışkan için genleşme elemanı giriş sıcaklığının doymuş sıvı entropi değerini ifade etmektedir.

R134a ve R1234yf soğutucu akışkanların soğutma çevrimi için Evaporatörde yok edilen ekserji:

$$\dot{E}_{d,evap} = \dot{m}_r T_0 \left[ (s_9 - s_8) - \left\{ \frac{|h_9 - h_8|}{(T_{evap,hg} + 273.15)} \right\} \right] \quad (5.8)$$

Yukarıdaki denklemdeki,  $s_9$  değeri heriki soğutucu akışkan için evaporatör çıkışında ölçülen basınç ile sıcaklığın fonksiyonu olarak bulunmuş entropi değerini ifade etmektedir.  $T_{evap,g}$  değeri ise evaporatör üzerinden geçen hava akımının giriş sıcaklığını ifade etmektedir.

Deneysel otomobil klima sisteminde sıvı hattı olarak ifade edilen kondenser çıkışı evaporatör girişi arasına eklenen iç ısı değiştirici ile ölçüm cihazlarından dolayı uzun olması nedeni ile buradaki ekserji kayıpları hesaplanmıştır. Aynı zamanda emiş hattı olarak ifade edilen evaporatör çıkışı kompresör girişine eklenen iç ısı değiştiricisi nedeni ile ekserji analizleri gerçekleştirilmiştir. Aşağıdaki denklem 5.9 - 5.10'da verilmiştir.

$$\dot{E}_{d,sıvıhattı} = \dot{m}_r T_0 (s_4 - s_7) \quad (5.9)$$

$$\dot{E}_{d,emişhattı} = \dot{m}_r T_0 (s_1 - s_9) \quad (5.10)$$

Deneysel sistemdeki her bir elemandaki yok edilen ekserji miktarı toplanarak aşağıdaki denklemde toplam yok edilen ekserji miktarı bulunmuştur.

$$\dot{E}_{d,top} = \dot{E}_{d,komp} + \dot{E}_{d,kond} + \dot{E}_{d,valve} + \dot{E}_{d,evap} + \dot{E}_{d,sıvıhattı} + \dot{E}_{d,emişhattı} \quad (5.11)$$

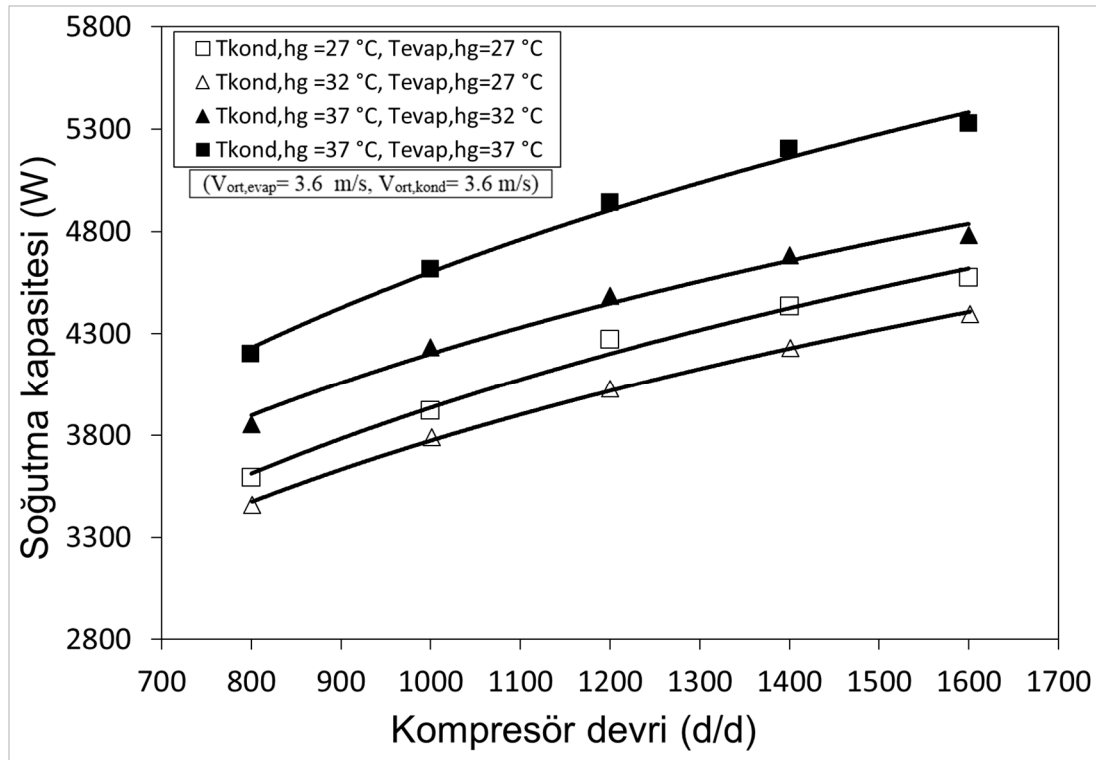
## **BÖLÜM 6. DENEYSEL SONUÇLAR**

Bu Bölümde, deneysel otomobil klima sisteminden alınan veriler doğrudan veya Bölüm 5.2'deki denklemler kullanılarak elde edilen performans değerleri grafikler yardımıyla sunulmuştur. Deneysel sonuçlar öncelikli olarak R134a soğutucu akışkanı kullanan otomobil klima sistemindeki hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak performans parametrelerinin kompresör devri ile değişimi sunulmuştur. İkinci olarak R1234yf soğutucu akışkanı kullanan otomobil klima sistemindeki hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak performans parametrelerinin kompresör devri ile değişimi verilmiştir. Üçüncü olarak R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sistemindeki hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak performans parametrelerinin kompresör devri ile değişimi karşılaştırmalı grafikler halinde sunulmuştur. Dördüncü olarak R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sistemindeki evaporatörden geçen hava akımı hızı ve kompresör devrine bağlı olarak performans parametrelerinin kondenserdan geçen hava akımının hızı ile değişimi verilmiştir. Son olarak ise R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sistemindeki iç ısı değiştiricili ile iç ısı değiştirgeçsiz kullanımların hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak performans parametrelerinin kompresör devri ile değişimi sunulmuştur.

### **6.1. Soğutucu Akışkan Olarak R134a Kullanılan Otomobil Klima Sisteminin Deney Sonuçları**

Soğutucu akışkan olarak R134a kullanan otomobil klima sisteminin performans parametrelerinin kompresör devrine bağlı olarak değişimleri, Şekil 6.1-6.12'de verilmiştir. Bu şekillerdeki klima kompresör devri, sistemde kullanılan kompresörün sabit kapasiteli olması ve taşıtların genel olarak rölanti devri ile normal çalışma devri

olan (dizel -benzinli) 1600-2000 devir olmasına bağılı olarak 800-1600 devir arası 200 devir artışlı olarak belirlendi. Ayrıca bu devirler seçilirken evaporatör giriş hava akımının düşük sıcaklıkta olduğu durumlarda evaporatör yüzeylerinde buzlanmanın oluşmadığı devirler olarak seçilmiştir. Bölüm 6.3’de yüksek evaporatör ve kondenser hava akım sıcaklıklarında yüksek kompresör devirlerin performans parametrelerine etkileri verilmiştir. Aşağıdaki grafiklerde kondenser ve evaporatör giriş hava akımı sıcaklıkları  $T_{kond,hg} = 27\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{evap,hg} = 27\text{ }^{\circ}\text{C}$  /  $T_{kond,hg} = 32\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{evap,hg} = 27\text{ }^{\circ}\text{C}$  /  $T_{kond,hg} = 37\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{evap,hg} = 32\text{ }^{\circ}\text{C}$  /  $T_{kond,hg} = 37\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{evap,hg} = 37\text{ }^{\circ}\text{C}$  olarak seçilmiştir. Evaporatör ve kondenserden geçen ortalama hava akımı hızları ise  $V_{ort,evap} = 3.6\text{ m/s}$ ,  $V_{ort,kond} = 3.6\text{ m/s}$  olarak belirlenmiştir.

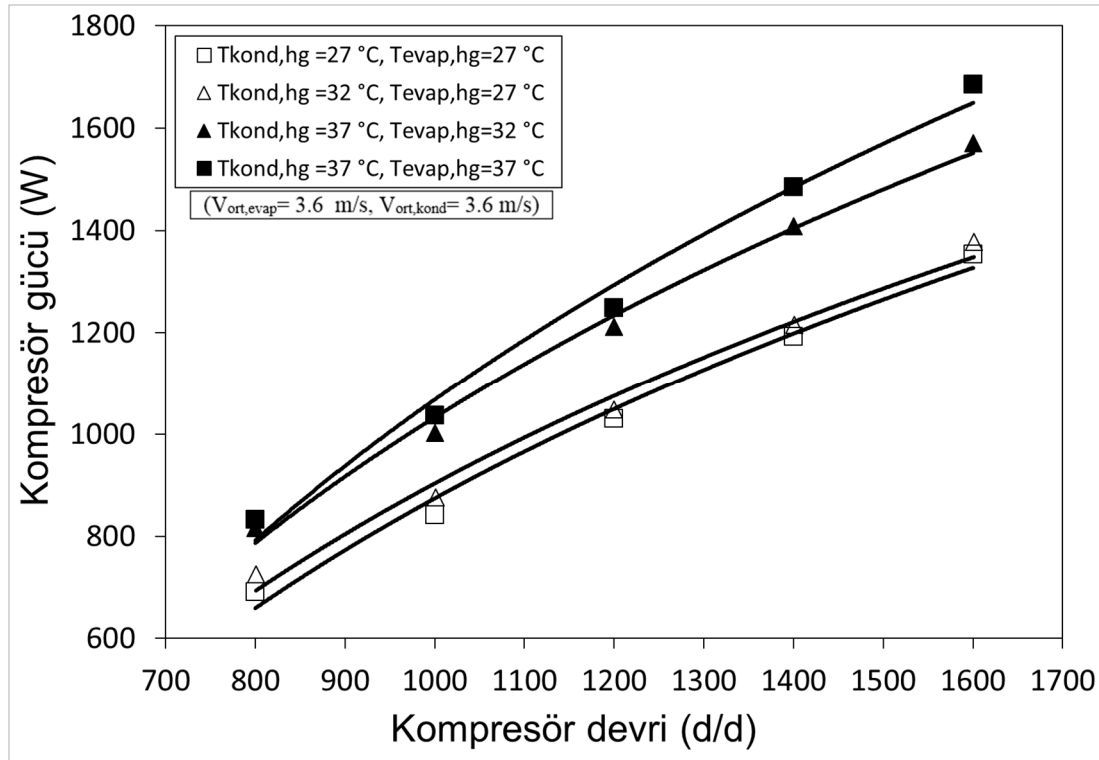


Şekil 6.1. R134a soğutucu akışkanı kullanan otomobil klima sistemindeki hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağılı olarak soğutma kapasitesinin kompresör devri ile değişimi. ( $V_{ort,evap} = 3.6\text{ m/s}$ ,  $V_{ort,kond} = 3.6\text{ m/s}$ )

R134a soğutucu akışkanı kullanan otomobil klima sistemindeki hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağılı olarak soğutma kapasitesinin kompresör devri ile değişimi, Şekil 6.1’de görülmektedir. Kompresör devri ve evaporatör ile kondenser giriş hava akım sıcaklıklarının artması sonucu soğutma kapasitesi artmaktadır. Kompresör devrinin artması ile Şekil 6.5’de görüldüğü gibi



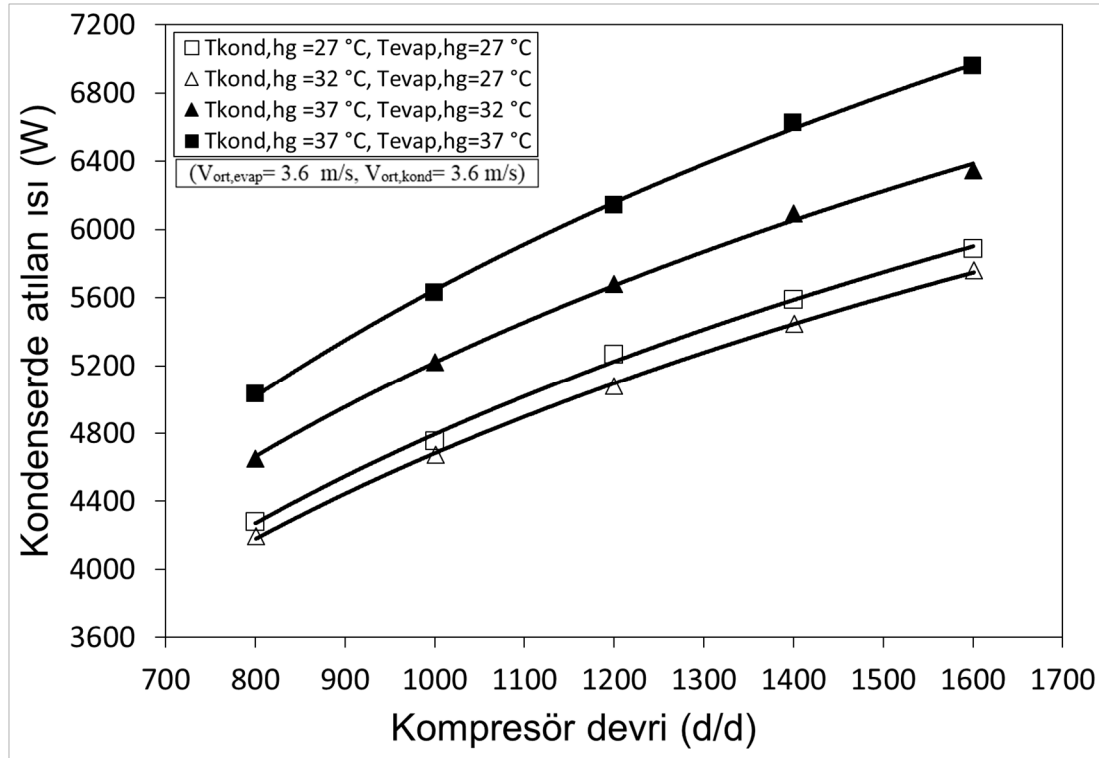
sistemde dolaşan soğutucu akışkan kütleli debisi artmakta ve buna bağlı olarak soğutma kapasitesi artmaktadır. Evaporatör giriş hava akım sıcaklığı sabit kalmak üzere kondenser giriş hava akım sıcaklığının artması ile soğutma kapasitesi azalmaktadır. Kondenser giriş hava akım sıcaklığının artması ile yoğuşma sıcaklığının artmasına bağlı olarak evaporatör buharlaşma sıcaklığı artmaktadır. Bu durumda evaporatöre giren hava akım sıcaklığı ile evaporatör buharlaşma sıcaklığı arasındaki farkın azalması ile soğutma kapasitesi azalmaktadır. Kondenser giriş hava akım sıcaklığı sabit kalmak şartı ile evaporatör giriş hava akım sıcaklığının artması sonucu soğutma kapasitesinin arttığı görülmektedir.



Şekil 6.2. R134a soğutucu akışkanı kullanan otomobil klima sistemindeki hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak kompresör gücünün kompresör devri ile değişimi. ( $V_{ort,evap} = 3.6 \text{ m/s}$ ,  $V_{ort,kond} = 3.6 \text{ m/s}$ )

R134a soğutucu akışkanı kullanan otomobil klima sistemindeki hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak kompresör gücünün kompresör devri ile değişimi, Şekil 6.2’de gösterilmiştir. Kompresör gücü, kompresör devri ile kondenser ve evaporatör giriş hava akım sıcaklığının artması ile artmaktadır. Kompresör devrinin artması ile sistemde dolaşan soğutucu akışkan debisi ve kompresör giriş-çıkış basınç oranının artmasına bağlı olarak kompresörde

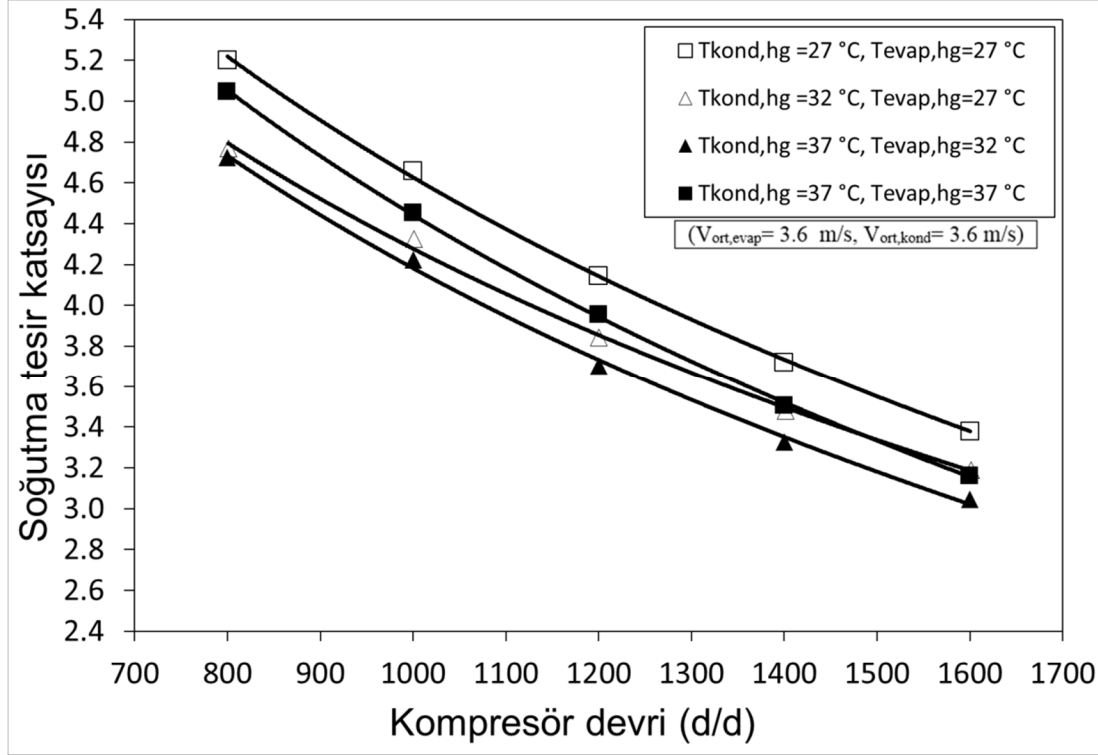
soğutucu akışkana verilen güç artmaktadır. Kondensere giren hava akım sıcaklığının artmasına bağlı olarak yoğuşma sıcaklığının artması sonucu kompresör gücü artmaktadır. Evaporatör giriş hava akım sıcaklığının artması ile Şekil 6.5 incelenir ise sistemde dolaşan soğutucu akışkan kütleli debisinin artmasına bağlı olarak kompresör gücünün artmakta olduğu görülmektedir.



Şekil 6.3. R134a soğutucu akışkanı kullanan otomobil klima sistemindeki hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak kondenserden atılan ısının kompresör devri ile değişimi. ( $V_{ort,evap}=3.6$  m/s,  $V_{ort,kond}=3.6$  m/s)

R134a soğutucu akışkanı kullanan otomobil klima sistemindeki hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak kondenserden atılan ısının kompresör devri ile değişimi, Şekil 6.3'de verilmiştir. Kondenserden atılan ısı, soğutma kapasitesi ile kompresör gücünün toplamına eşittir. Kompresör devrinin artması sonucu soğutma kapasitesi ile kompresör gücünün artmasına bağlı olarak kondenserden atılan ısının arttığı görülmektedir. Evaporatör ve kondenser hava akım sıcaklıklarının artması ile kondenserden atılan ısı artmaktadır. Evaporatör giriş hava akım sıcaklığı sabit kalmak üzere kondenser giriş hava akım sıcaklığının artması ile kondenserden atılan ısı azalmaktadır. Kondenser giriş hava akım sıcaklığının artması ile soğutma kapasitesinin azalması sonucu kondenserden atılan ısı azalmaktadır.

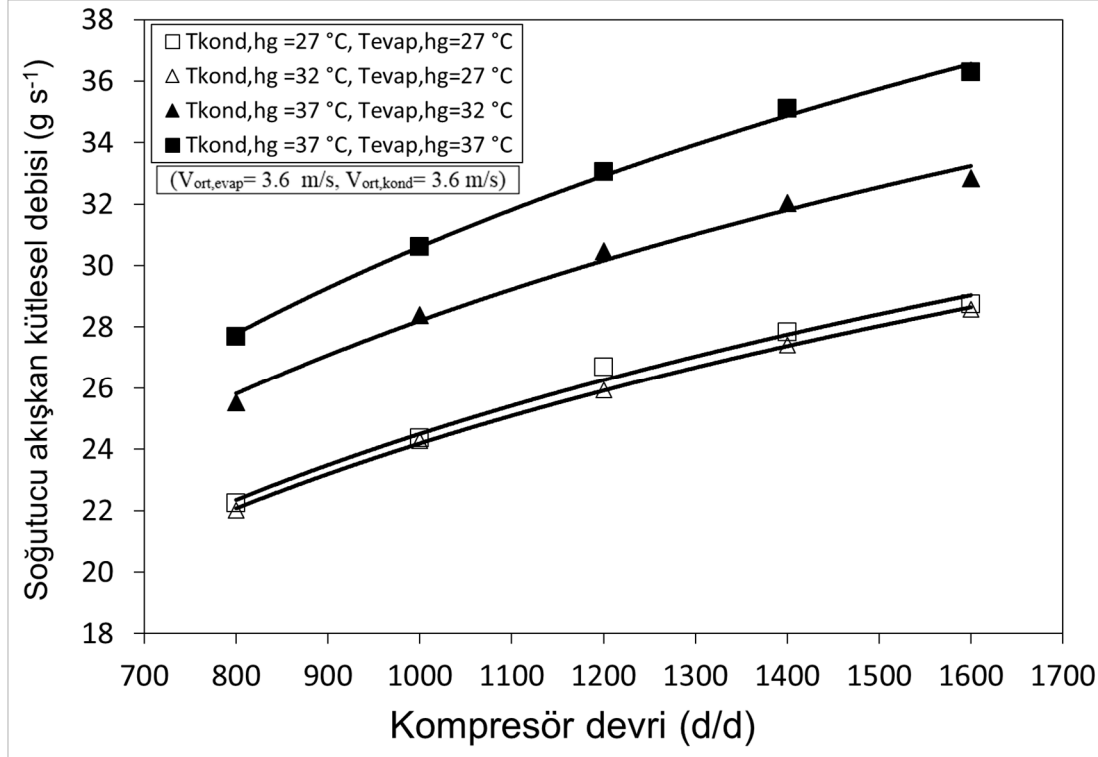
Kondenser giriş hava akım sıcaklığı sabit kalmak şartı ile evaporatör giriş hava akım sıcaklığının artması sonucu kondenserden atılan ısı artmaktadır.



Şekil 6.4. R134a soğutucu akışkanı kullanan otomobil klima sistemindeki hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak soğutma tesir katsayısının kompresör devri ile değişimi. ( $V_{ort,evap} = 3.6$  m/s,  $V_{ort,kond} = 3.6$  m/s)

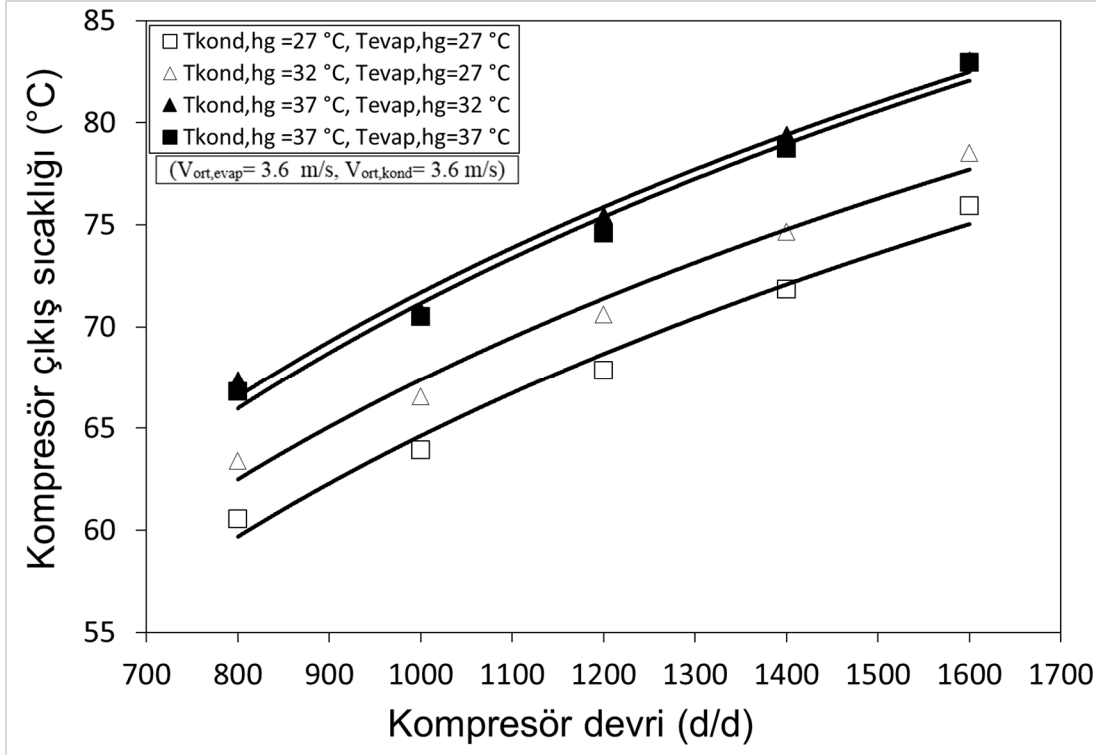
R134a soğutucu akışkanı kullanan otomobil klima sistemindeki hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak soğutma tesir katsayısının (STK) kompresör devri ile değişimi, Şekil 6.4'de sunulmuştur. STK, soğutma kapasitesinin kompresör gücüne oranı olarak ifade edilmektedir. Kompresör devri ile kondenser ve evaporatör giriş hava akım sıcaklıklarının artması ile STK değeri azalmaktadır. Kompresör devrinin artması ile Şekil 6.5'de görüldüğü gibi sistemde dolaşan soğutucu akışkan miktarının artması, kompresör gücündeki artışın soğutma kapasitesindeki artışa göre daha büyük olmasına neden olduğu için STK değeri azalmaktadır. Evaporatör giriş hava akım sıcaklığı sabit kalmak üzere kondenser giriş hava akım sıcaklığının artması ile soğutma kapasitesi azalmakta ve kompresör gücü artmaktadır. Bunun sonucu olarakta STK azalmaktadır. Kondenser giriş hava akım sıcaklığı sabit kalmak şartı ile evaporatör giriş hava akım sıcaklığının artması

sonucu, soğutma kapasitesindeki artışın kompresör gücündeki artışından daha fazla olması nedeni ile STK'nın arttığı görülmektedir.



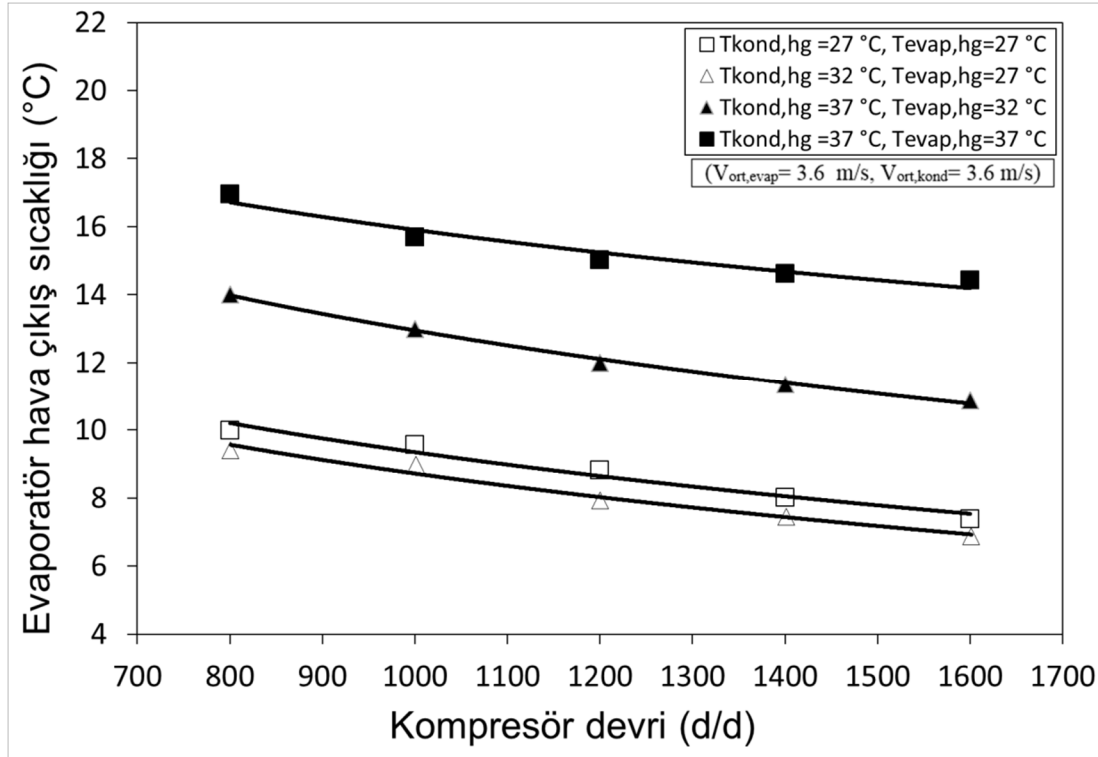
Şekil 6.5. R134a soğutucu akışkanını kullanan otomobil klima sistemindeki hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak soğutucu akışkan kütleli debisinin kompresör devri ile değişimi. (V<sub>ort,evap</sub>= 3.6 m/s, V<sub>ort,kond</sub>= 3.6 m/s)

R134a soğutucu akışkanını kullanan otomobil klima sistemindeki hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak soğutucu akışkan kütleli debisinin kompresör devri ile değişimi, Şekil 6.5'de görülmektedir. Kompresör devrinin artması ile kompresörün anlık süpürme hacminin artmasına bağlı olarak sistemde dolaşan soğutucu akışkan miktarı artmaktadır. Aynı kondenser ve evaporatör giriş hava akım sıcaklıkları için giriş hava akım sıcaklığının artması ile sistemde dolaşan soğutucu akışkan miktarı artmaktadır. Evaporatör giriş hava akım sıcaklığı sabit kalmak üzere kondenser giriş hava akım sıcaklığının artması ile sistemde dolaşan soğutucu akışkan miktarı çok hafif azalma eğilimi göstermektedir. Kondenser giriş hava akım sıcaklığı sabit kalmak şartı ile evaporatör giriş hava akım sıcaklığının artması sonucu sistemde dolaşan soğutucu akışkan miktarının arttığı görülmektedir.



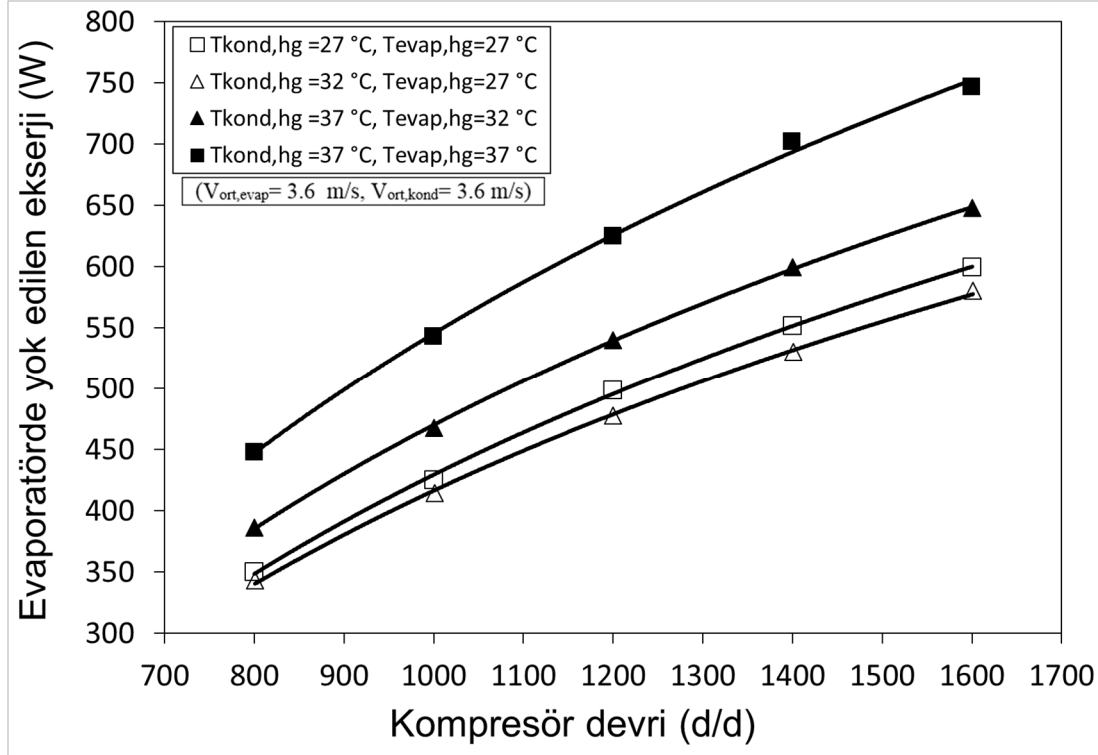
Şekil 6.6. R134a soğutucu akışkanı kullanan otomobil klima sistemindeki hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak soğutucu akışkan kompresör çıkış sıcaklığının kompresör devri ile değişimi. ( $V_{ort,evap}= 3.6$  m/s,  $V_{ort,kond}= 3.6$  m/s)

R134a soğutucu akışkanı kullanan otomobil klima sistemindeki hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak soğutucu akışkan kompresör çıkış sıcaklığının kompresör devri ile değişimi, Şekil 6.6'da görülmektedir. Kompresör devrinin artması ile kompresör çıkış basıncının artmasına bağlı olarak kompresör çıkış sıcaklığı artmaktadır. Aynı kondenser ve evaporatör giriş hava akım sıcaklıkları için giriş hava akım sıcaklıkların artması ile soğutucu akışkanın kompresör çıkış sıcaklığı artmaktadır. Evaporatör giriş hava akım sıcaklığı sabit kalmak üzere kondenser giriş hava akım sıcaklığının artması ile yoğuşma basıncının artmasına bağlı olarak soğutucu akışkan kompresör çıkış sıcaklığı artmaktadır. Kondenser giriş hava akım sıcaklığı sabit kalmak şartı ile evaporatör giriş hava akım sıcaklığının artması sonucu soğutucu akışkan kompresör çıkış sıcaklığında çok az azalma eğilimi görülmektedir.



Şekil 6.7. R134a soğutucu akışkanı kullanan otomobil klima sistemindeki hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak evaporatör hava çıkış sıcaklığının kompresör devri ile değişimi. ( $V_{ort,evap}= 3.6$  m/s,  $V_{ort,kond}= 3.6$  m/s)

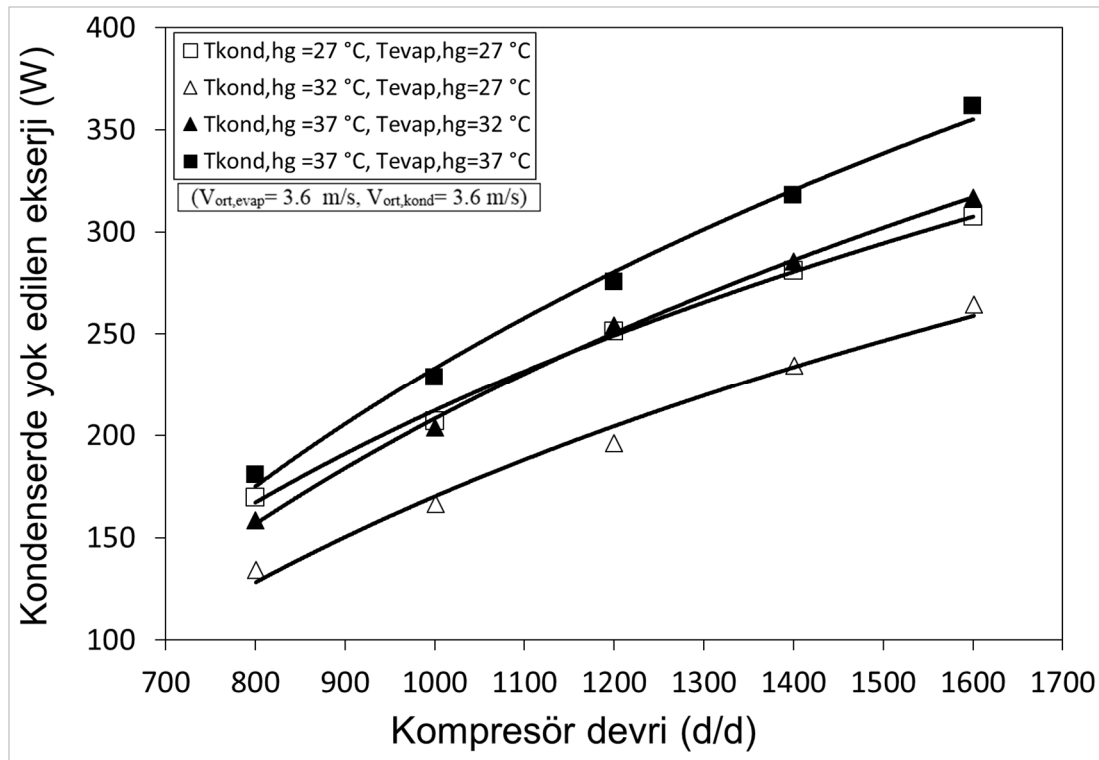
R134a soğutucu akışkanı kullanan otomobil klima sistemindeki hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak evaporatör hava çıkış sıcaklığının kompresör devri ile değişimi, Şekil 6.7’de sunulmuştur. Kompresör devrinin artması ile evaporatör hava çıkış sıcaklığının azalmakta olduğu görülmektedir. Aynı kondenser ve evaporatör giriş hava akım sıcaklıkları için hava akım sıcaklıklarının artması ile evaporatör hava çıkış sıcaklığı artmaktadır. Evaporatör giriş hava akım sıcaklığı sabit kalmak üzere kondenser giriş hava akım sıcaklığının artması ile evaporatör hava çıkış sıcaklığı çok hafif azalma eğilimi göstermektedir. Kondenser giriş hava akım sıcaklığı sabit kalmak şartı ile evaporatör giriş hava akım sıcaklığı artması sonucu evaporatör hava çıkış sıcaklığı artmakta olduğu görülmektedir.



Şekil 6.8. R134a soğutucu akışkanı kullanan otomobil klima sistemindeki hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak evaporatörde yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi. ( $V_{ort,evap}= 3.6 \text{ m/s}$ ,  $V_{ort,kond}= 3.6 \text{ m/s}$ )

R134a soğutucu akışkanı kullanan otomobil klima sistemindeki hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak evaporatörde yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi, Şekil 6.8’de görülmektedir. Kompresör devri ile kondenser ve evaporatör giriş hava akım sıcaklıkları artması sonucu evaporatörde yok edilen ekserjinin artmakta olduğu görülmektedir. Kompresör devrinin artması, buharlaşma sıcaklığını azaltmaktadır. Bunun sonucu olarak buharlaşma sıcaklığı ile evaporatör giriş hava akım sıcaklığı arasındaki farkın artması yok edilen ekserji miktarını arttırmaktadır. Evaporatör giriş hava akım sıcaklığı sabit kalmak üzere kondenser giriş hava akım sıcaklığı artması ile yoğuşma sıcaklığı artmaktadır. Buna bağlı olarak evaporatördeki buharlaşma sıcaklığı da artmaktadır. Bunun sonucu olarak evaporatör giriş hava akım sıcaklığı ile buharlaşma sıcaklığı arasındaki farkın azalması evaporatörde yok edilen ekserjinin azalmasına neden olmaktadır. Kondenser giriş hava akım sıcaklığı sabit kalmak şartı ile evaporatör giriş hava akım sıcaklığı artması ile evaporatörde yok edilen ekserji artmaktadır.

R134a soğutucu akışkanı kullanan otomobil klima sistemindeki hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak kondenserde yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi, Şekil 6.9'da sunulmuştur. Kompresör devrinin artması ile kondenserde yok edilen ekserji artmaktadır. Aynı kondenser ve evaporatör giriş hava akım sıcaklıkları için hava akım sıcaklıklarının artması ile kondenserde yok edilen ekserji artmaktadır. Evaporatör giriş hava akım sıcaklığı sabit kalmak üzere kondenser giriş hava akım sıcaklığının artması ile kondenserde yok edilen ekserji miktarı azalmaktadır. Kondenser giriş hava akım sıcaklığı sabit kalmak şartı ile evaporatör giriş hava akım sıcaklığının artması ile Şekil 6.5 ve Şekil 6.6 incelenir ise kompresör çıkış sıcaklığının çok fazla değişmemesine karşın sistemde dolaşan soğutucu akışkan miktarının artışı kondenserde yok edilen ekserjiyi arttırmakta olduğu görülmektedir.

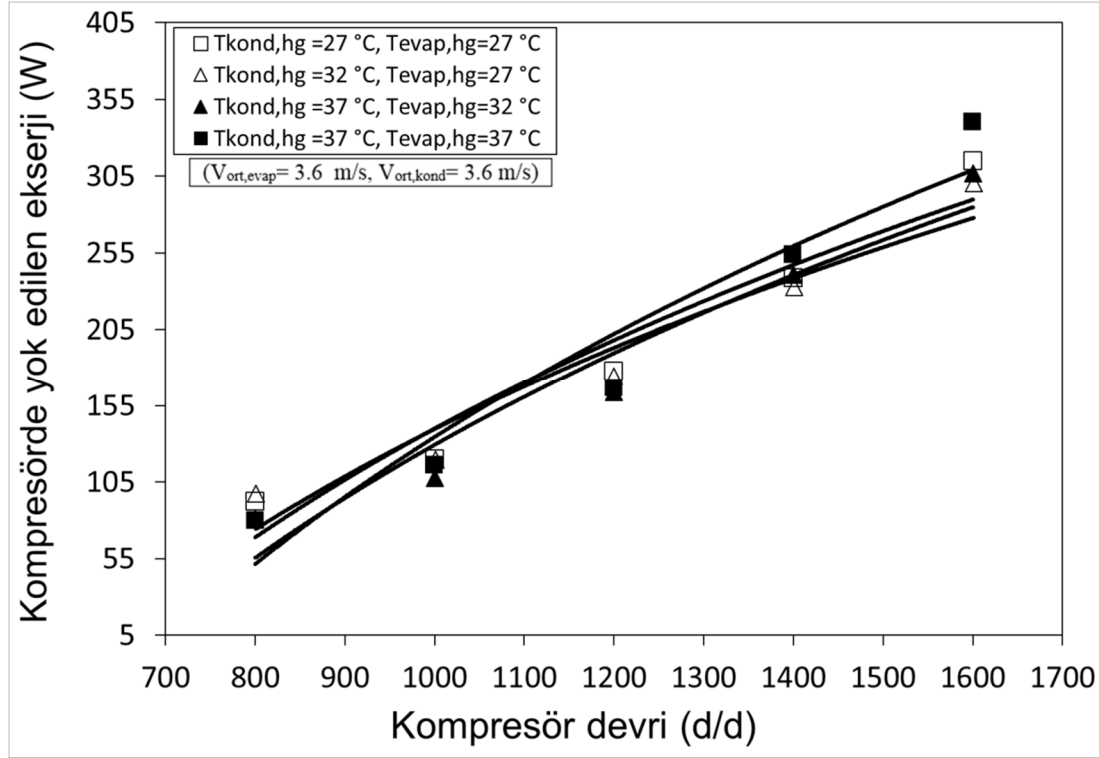


Şekil 6.9. R134a soğutucu akışkanı kullanan otomobil klima sistemindeki hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak kondenserde yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi. ( $V_{ort,evap}= 3.6 \text{ m/s}$ ,  $V_{ort,kond}= 3.6 \text{ m/s}$ )

R134a soğutucu akışkanı kullanan otomobil klima sistemindeki hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak kompresörde yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi, Şekil 6.10'da verilmiştir. Kompresörde yok



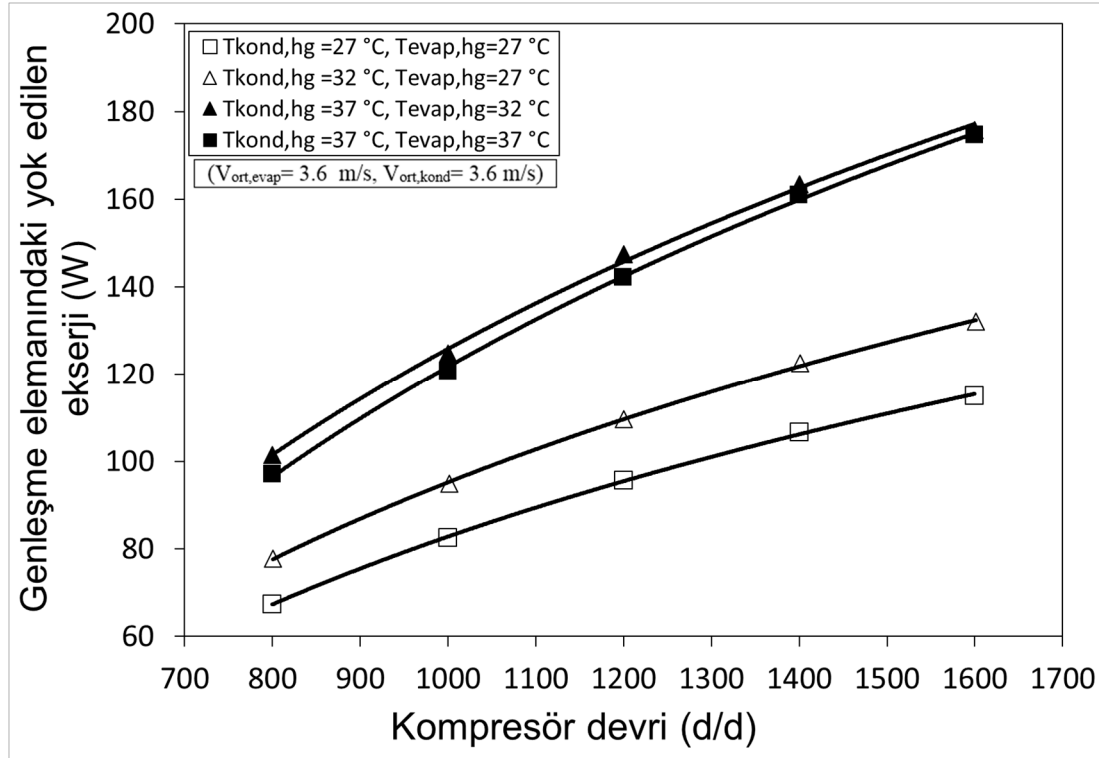
edilen ekserjinin daha çok kompresör devrinin fonksiyonu olduğu Şekil 6.10'da görülmektedir. Kompresör devrinin artması ile kompresör giriş-çıkış basınç farkı ile sıcaklıkların artması kompresörde yok edilen ekserjinin en büyük nedenlerindedir. Aynı zamanda kompresör hızının artması ile sürtünmelerin artması kompresör volümetrik veriminin düşmesi yok edilen ekserjinin nedenlerinden sayılabilir.



Şekil 6.10. R134a soğutucu akışkanı kullanan otomobil klima sistemindeki hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak kompresörde yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi. ( $V_{ort,evap} = 3.6 \text{ m/s}$ ,  $V_{ort,kond} = 3.6 \text{ m/s}$ )

R134a soğutucu akışkanı kullanan otomobil klima sistemindeki hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak genişleme elemanında yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi, Şekil 6.11'de görülmektedir. Kompresör devrinin artması ile sistemde dolaşan soğutucu akışkan miktarının artmasına bağlı olarak genişleme elemanının giriş ve çıkışlarındaki basınç farkı ile sıcaklık farklarının artmasına bağlı olarak yok edilen ekserji artmaktadır. Aynı zamanda genişleme elemanındaki sürtünme kayıplarının daralan kesitte artması yok edilen ekserjiyi arttırmaktadır. Aynı kondenser ve evaporatör giriş hava akım sıcaklıkları için hava akım sıcaklıklarının artması sonucu genişleme elemanındaki yok edilen ekserji artmaktadır. Kondenser giriş hava akım sıcaklığı sabit kalmak şartı ile

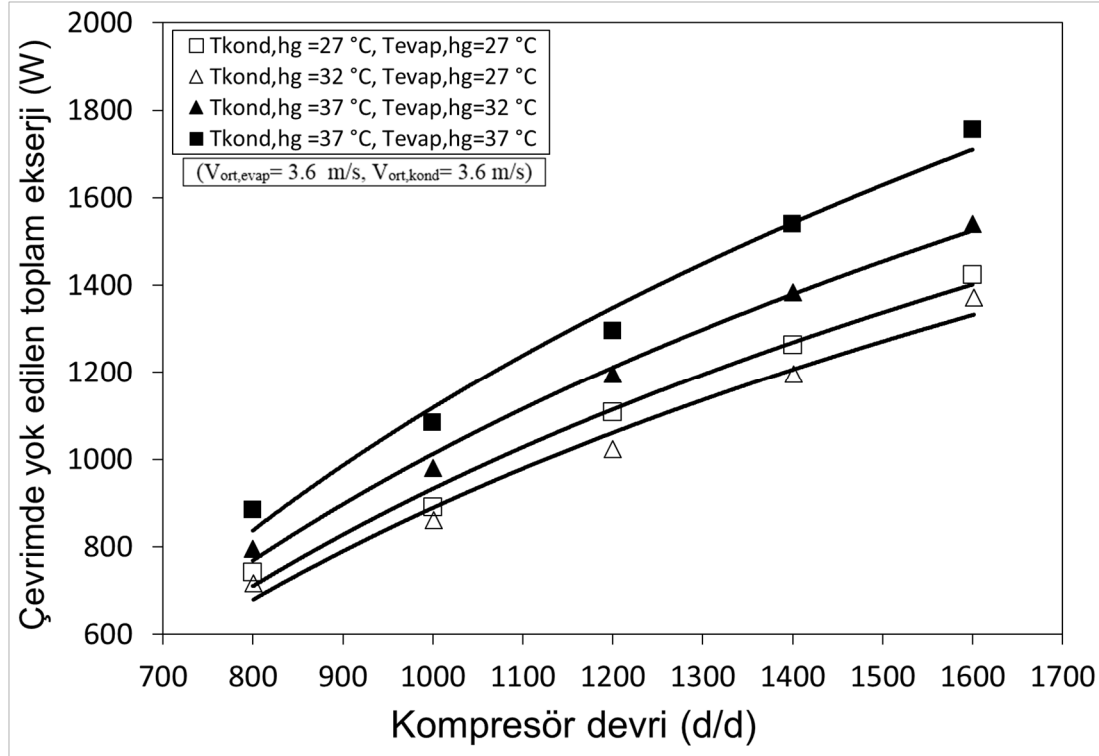
evaporatör giriş hava akım sıcaklığının artması, evaporatör doyma basıncını arttırmaktadır. Bunun sonucu olarak genişleme elemanı giriş ve çıkışlarındaki basınç ile sıcaklık farkının azalmasına bağlı olarak genişleme elemanındaki yok edilen ekserji azalmaktadır.



Şekil 6.11. R134a soğutucu akışkanı kullanan otomobil klima sistemindeki hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak genişleme elemanında yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi. ( $V_{ort,evap}= 3.6 \text{ m/s}$ ,  $V_{ort,kond}= 3.6 \text{ m/s}$ )

R134a soğutucu akışkanı kullanan otomobil klima sistemindeki hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak çevrimde yok edilen toplam ekserjinin kompresör devri ile değişimi, Şekil 6.12’de sunulmuştur. Kompresör devri ile aynı kondenser ve evaporatör giriş hava akım sıcaklıkları için hava akım sıcaklıklarının artması sonucu çevrimde yok edilen toplam ekserji artmaktadır. Kompresör devrinin artması ile klima sistemi elemanlarının giriş ile çıkışlarındaki basınç ve sıcaklık farklarının artması sistemde yok edilen toplam ekserjiyi arttırmaktadır. Aynı zamanda kompresör devrinin artması, sistemde dolaşan soğutucu akışkan miktarını arttırması ile sürtünme kayıpların artmakta ve bunun sonucu olarak sistemde yok edilen toplam ekserji artmaktadır. Evaporatör giriş hava akım sıcaklığı sabit kalmak üzere kondenser giriş hava akım sıcaklığının artması ile

sistemde yok edilen toplam ekserji azalmaktadır. Kondenser giriş hava akım sıcaklığı sabit kalmak şartı ile evaporatör giriş hava akım sıcaklığının artması sonucu sistemde yok edilen toplam ekserji artmaktadır.

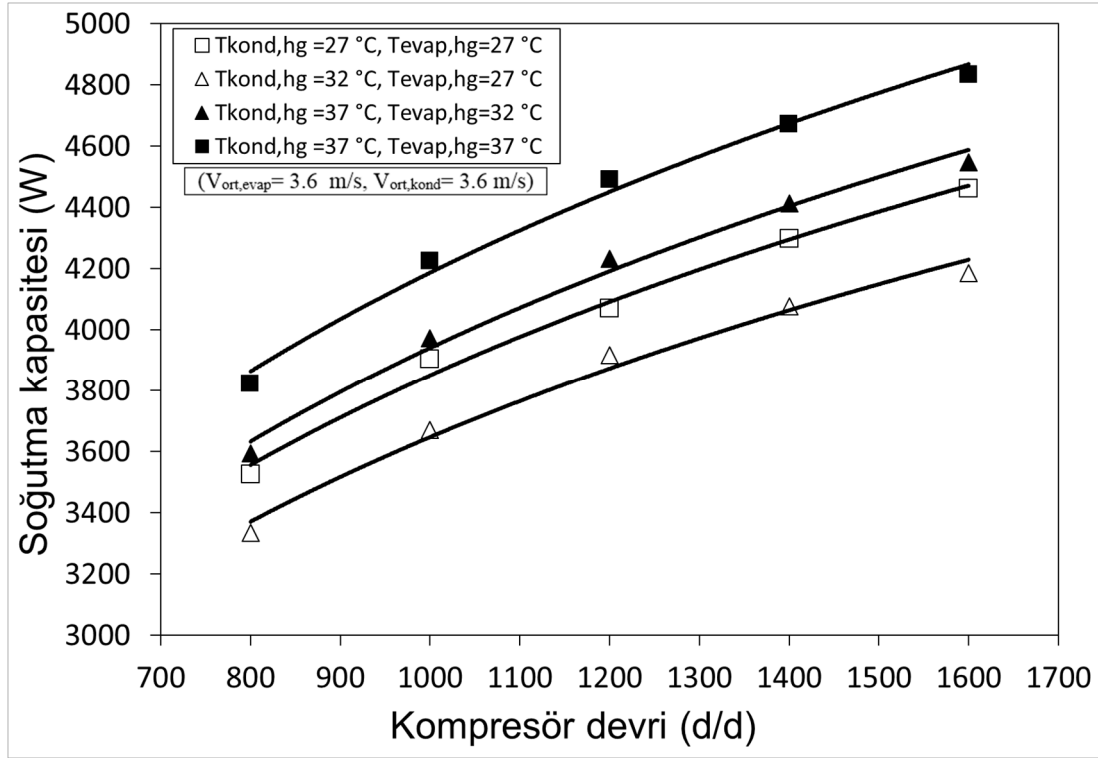


Şekil 6.12. R134a soğutucu akışkanı kullanan otomobil klima sistemindeki hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak çevrimde yok edilen toplam ekserjinin kompresör devri ile değişimi. ( $V_{ort,evap}=3.6$  m/s,  $V_{ort,kond}=3.6$  m/s)

## 6.2. Soğutucu Akışkan Olarak R1234yf Kullanılan Otomobil Klima Sisteminin Deney Sonuçları

Soğutucu akışkan olarak R1234yf kullanan otomobil klima sistemindeki hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş hava akım sıcaklıklarına bağlı olarak performans parametrelerinin kompresör devri ile değişimi, Şekil 6.13 – 6.24’de verilmiştir. Bu şekillerin elde edildiği deneylerde, klima kompresör devri, bütün evaporatör ve kondenser giriş hava akımları için evaporatör yüzeyinde buzlanmanın olmadığı 800–1600 devir arası 200 devir artışı olarak verilmiştir. Kondenser ve evaporatör giriş hava akım sıcaklıkları,  $T_{kond,hg}=27$  °C,  $T_{evap,hg}=27$  °C /  $T_{kond,hg}=32$  °C,  $T_{evap,hg}=27$  °C /  $T_{kond,hg}=37$  °C,  $T_{evap,hg}=32$  °C /  $T_{kond,hg}=37$  °C,  $T_{evap,hg}=37$  °C

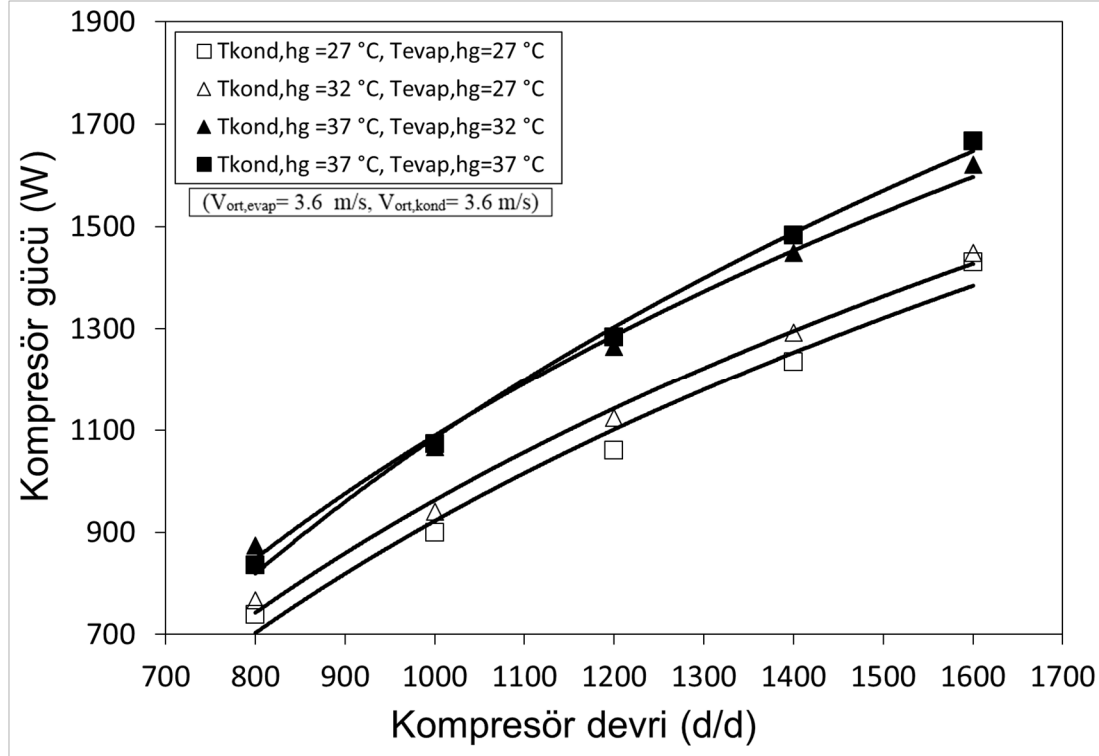
olarak seçilmiştir. Evaporatör ve kondenserden geçen ortalama hava akım hızları ise  $V_{ort,evap} = 3.6 \text{ m/s}$ ,  $V_{ort,kond} = 3.6 \text{ m/s}$  olarak belirlenmiştir.



Şekil 6.13. R1234yf soğutucu akışkanı kullanan otomobil klima sistemindeki hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak soğutma kapasitesinin kompresör devri ile değişimi. ( $V_{ort,evap} = 3.6 \text{ m/s}$ ,  $V_{ort,kond} = 3.6 \text{ m/s}$ )

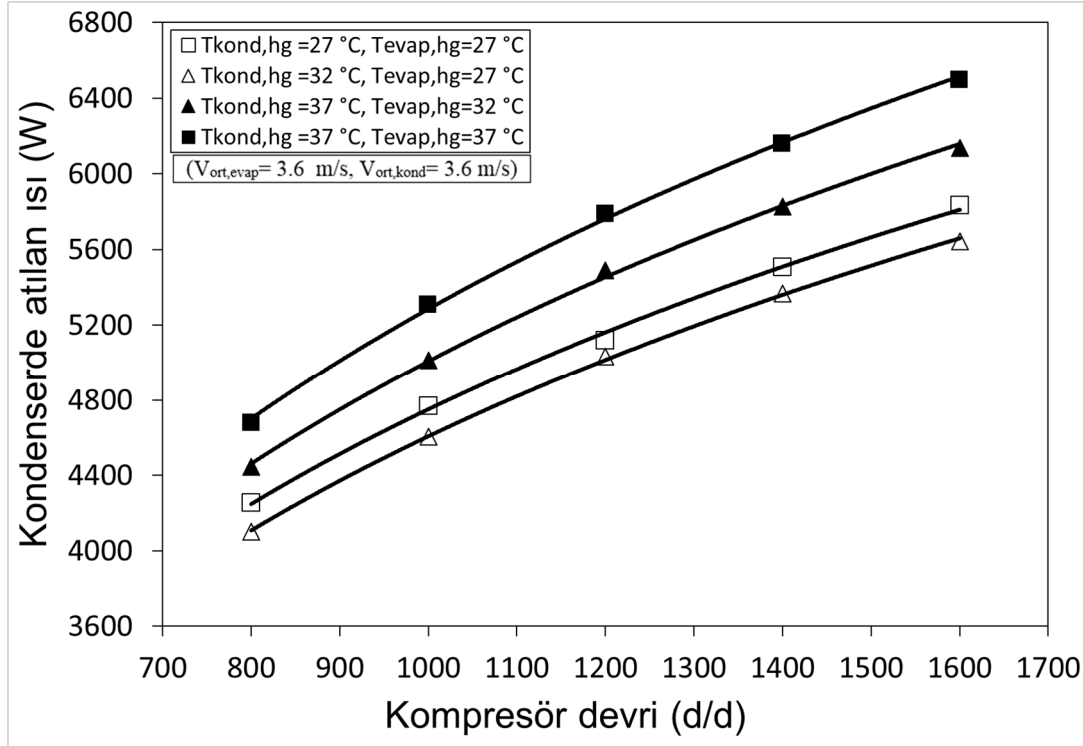
R1234yf soğutucu akışkanı kullanan otomobil klima sistemindeki hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak soğutma kapasitesinin kompresör devri ile değişimi, Şekil 6.13’de görülmektedir. Kompresör devri ile aynı evaporatör ve kondenser giriş hava akım sıcaklıklarının artması sonucu soğutma kapasitesi artmaktadır. Kompresör devri 800 d/d’den 1600 d/d’ye çıkması ile soğutma kapasitesinin bütün evaporatör ve kondenser giriş hava akım şartlarında yaklaşık olarak % 26 arttığı görülmektedir. Kompresör devrinin artması ile soğutma kapasitesinin artmasına en büyük katkı sistemde dolaşan soğutucu akışkanın debisinin artmasından gelmektedir. Evaporatör giriş hava akım sıcaklığı sabit kalmak üzere kondenser giriş hava akım sıcaklığının artması ile soğutma kapasitesi genel olarak % 4–7 arasında azalmaktadır. Kondenser giriş hava akım sıcaklığının artması ile yoğuşma sıcaklığının artmasına bağlı olarak evaporatör buharlaşma sıcaklığı artmakta ve bunun sonucunda soğutma kapasitesi azalmaktadır. Kondenser giriş hava

akım sıcaklığı sabit kalmak şartı ile evaporatör giriş hava akım sıcaklığının artması sonucu soğutma kapasitesinin genel olarak % 6 arttığı görülmektedir. Evaporatör giriş hava akım sıcaklığının artması sonucu buharlaşma sıcaklığı ile sıcaklık farkının artması soğutma kapasitesini arttırmaktadır.



Şekil 6.14. R1234yf soğutucu akışkanı kullanan otomobil klima sistemindeki hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak kompresör gücünün kompresör devri ile değişimi. ( $V_{ort,evap}= 3.6$  m/s,  $V_{ort,kond}= 3.6$  m/s)

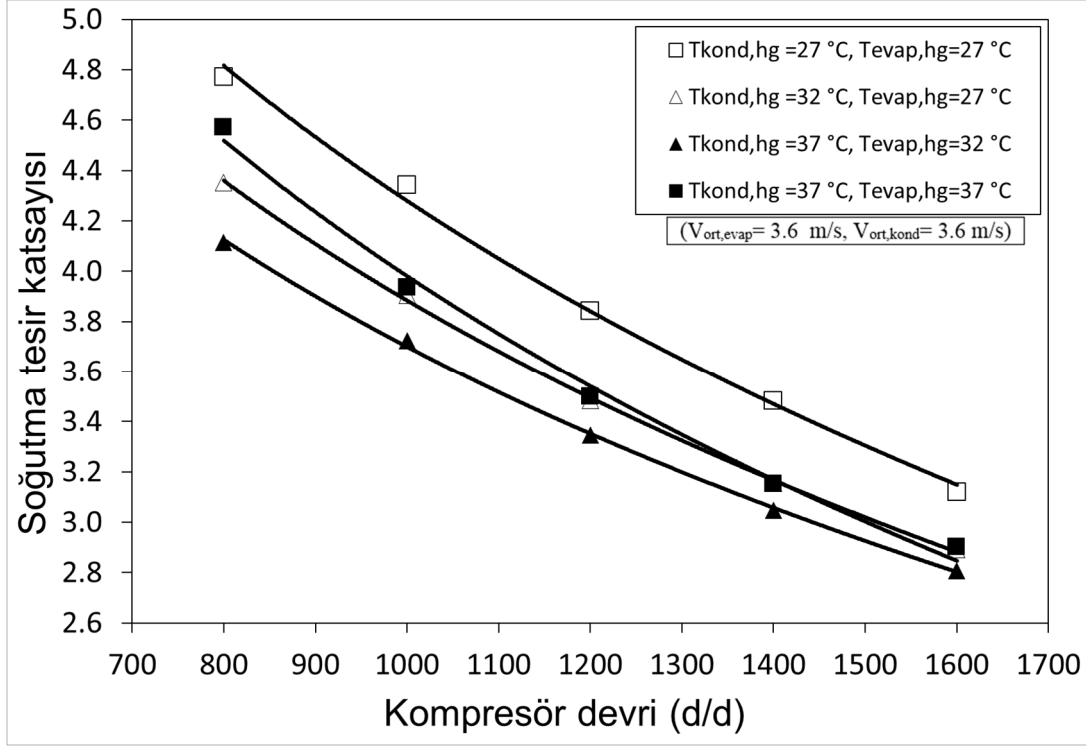
R1234yf soğutucu akışkanı kullanan otomobil klima sistemindeki hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak kompresör gücünün kompresör devri ile değişimi, Şekil 6.14'de gösterilmiştir. Kompresör gücü, kompresör devri ile kondenser ve evaporatör giriş hava akım sıcaklığının artması ile artmaktadır. Kompresör devri 800 d/d'den 1600 d/d'ye çıkması ile Kompresör gücü bütün evaporatör ve kondenser giriş hava akım şartlarında genel olarak yaklaşık %85–100 arasında arttığı görülmektedir. Kompresör devrinin artması ile sistemde dolaşan soğutucu akışkan debisi ve kompresör giriş-çıkış basınç oranının artmasına bağlı olarak kompresörde soğutucu akışkana verilen güç artmaktadır. Kondensere giren hava akımı sıcaklığının artması sonucu Şekil 6.18 incelenir ise kompresör çıkış sıcaklığının artmasına bağlı olarak kompresör gücü artmaktadır.



Şekil 6.15. R1234yf soğutucu akışkanı kullanan otomobil klima sistemindeki hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak kondenserden atılan ısının kompresör devri ile değişimi. ( $V_{ort,evap}= 3.6 \text{ m/s}$ ,  $V_{ort,kond}= 3.6 \text{ m/s}$ )

R1234yf soğutucu akışkanı kullanan otomobil klima sistemindeki hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak kondenserden atılan ısının kompresör devri ile değişimi, Şekil 6.15’de verilmiştir. Kondenserden atılan ısı, soğutma kapasitesi ile kompresör gücünün toplamına eşittir. Şekil 6.13 ile Şekil 6.14 incelenir ise kondenserden atılan ısının yaklaşık % 75’ni evaporatörde soğutucu akışkanın aldığı ısı olan soğutma kapasitesinin etkili olduğu görülmektedir. Kompresör devrinin artması ile soğutma kapasitesi ve kompresör gücünün artmasına bağlı olarak kondenserden atılan ısının arttığı görülmektedir. Kompresör devrinin artması ile yaklaşık olarak % 39 kondenserden atılan ısının arttığı görülmektedir. Aynı evaporatör ve kondenser hava akım sıcaklığının artması ile kondenserden atılan ısı artmaktadır. Evaporatör giriş hava akım sıcaklığı sabit kalmak üzere kondenser giriş hava akım sıcaklığının artması ile kondenserden atılan ısı yaklaşık %4 azalmaktadır. Kondenser giriş hava akım sıcaklığının artması ile soğutma kapasitesinin azalması sonucu % 4–7 arasında kondenserden atılan ısı azalmaktadır. Kondenser giriş hava akım sıcaklığı sabit kalmak şartı ile evaporatör giriş hava akım

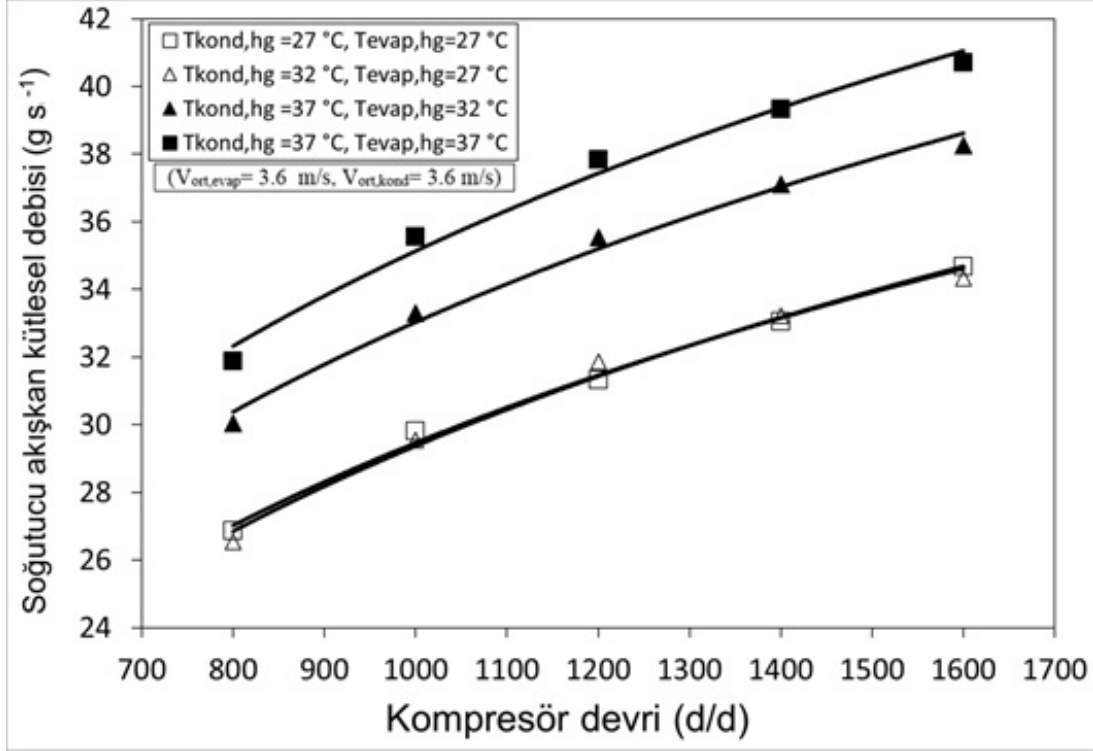
sıcaklığının artması sonucu kondenserden atılan ısı yaklaşık olarak ortalama % 6 artmakta olduğu görülmektedir.



Şekil 6.16. R1234yf soğutucu akışkanı kullanan otomobil klima sistemindeki hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak soğutma tesir katsayısının kompresör devri ile değişimi. ( $V_{ort,evap} = 3.6 \text{ m/s}$ ,  $V_{ort,kond} = 3.6 \text{ m/s}$ )

R1234yf soğutucu akışkanı kullanan otomobil klima sistemindeki hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak soğutma tesir katsayısının (STK) kompresör devri ile değişimi, Şekil 6.16'da sunulmuştur. STK, soğutma kapasitesinin kompresör gücüne oranı olarak ifade edilmektedir. Kompresör devri ile kondenser ve evaporatör giriş hava akım sıcaklıklarının artması sonucu STK değeri azalmaktadır. Kompresör devrinin 800 d/d'dan 1600 d/d'ya artması ile kompresör gücünün % 85–100 artmasına karşın soğutma kapasitesinin % 26 artması sonucu STK değeri azalmaktadır. Evaporatör giriş hava akım sıcaklığı sabit kalmak üzere kondenser giriş hava akım sıcaklığının artması ile soğutma kapasitesinin % 4–7 azalması ve kompresör gücünün % 2–4 artması sonucu STK % 7–10 azalmaktadır. Kondenser giriş hava akım sıcaklığı sabit kalmak şartı ile evaporatör giriş hava akım sıcaklığının artması sonucu soğutma kapasitesi yaklaşık olarak % 6 artmasına karşın

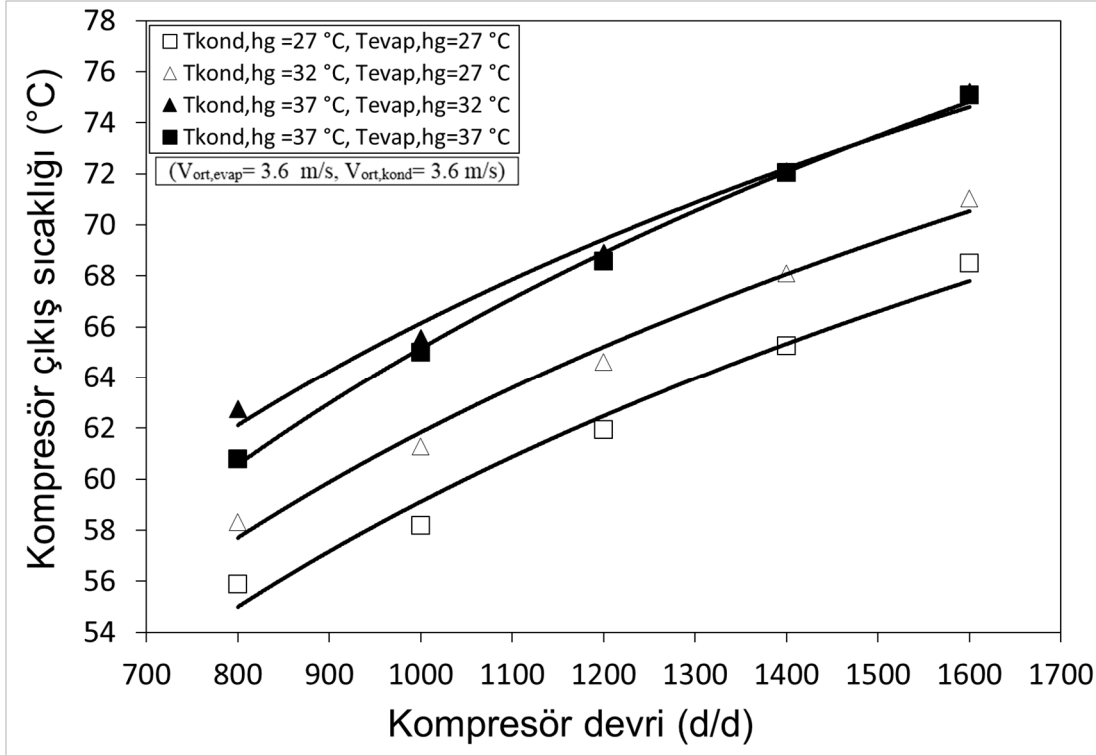
kompresör gücünün % 1–3 arasında artması STK'yı yaklaşık olarak % 11–14 arasında arttırdığı görülmektedir.



Şekil 6.17. R1234yf soğutucu akışkanı kullanan otomobil klima sistemindeki hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak soğutucu akışkan kütleli debisinin kompresör devri ile değişimi. ( $V_{ort,evap} = 3.6 \text{ m/s}$ ,  $V_{ort,kond} = 3.6 \text{ m/s}$ )

R1234yf soğutucu akışkanı kullanan otomobil klima sistemindeki hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak soğutucu akışkan kütleli debisinin kompresör devri ile değişimi, Şekil 6.17’de görülmektedir. Kompresör devrinin 800 d/d’den 1600 d/d’ya çıkması ile kompresörün anlık süpürme hacminin artmasına bağlı olarak sistemde dolaşan soğutucu akışkan miktarı % 27–29 artmaktadır. Aynı kondenser ve evaporatör giriş hava akımları için hava akım sıcaklıklarının artması ile sistemde dolaşan soğutucu akışkan miktarı artmaktadır. Evaporatör giriş hava akım sıcaklığı sabit kalmak üzere kondenser giriş hava akım sıcaklığının artması ile sistemde dolaşan soğutucu akışkan miktarında değişiklik olmadığı görülmektedir. Kondenser giriş hava akımı sıcaklığı sabit kalmak şartı ile evaporatör giriş hava akımı sıcaklığının artması sonucu sistemde dolaşan soğutucu akışkan miktarının yaklaşık % 6 arttığı görülmektedir.



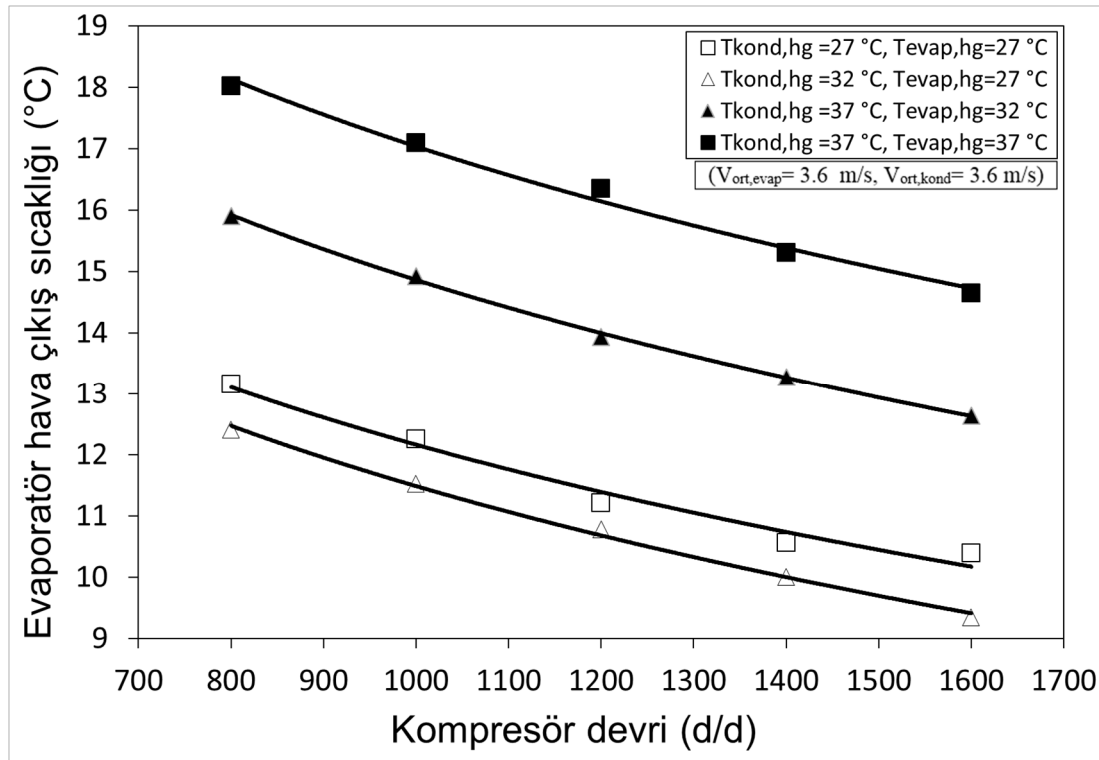


Şekil 6.18. R1234yf soğutucu akışkanı kullanan otomobil klima sistemindeki hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak soğutucu akışkan kompresör çıkış sıcaklığının kompresör devri ile değişimi. ( $V_{ort,evap} = 3.6$  m/s,  $V_{ort,kond} = 3.6$  m/s)

R134a soğutucu akışkanı kullanan otomobil klima sistemindeki hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak soğutucu akışkan kompresör çıkış sıcaklığının kompresör devri ile değişimi, Şekil 6.18'de görülmektedir. Kompresör devrinin 800 d/d'dan 1600 d/d'ya çıkması ile kompresör çıkış basıncının artması kompresör çıkış sıcaklığını % 20–23 arasında arttırmaktadır. Aynı kondenser ve evaporatör giriş hava akım sıcaklıkları için hava akım sıcaklıklarının artması ile soğutucu akışkanın kompresör çıkış sıcaklığı yaklaşık 3°C (%5) artmaktadır. Evaporatör giriş hava akım sıcaklığı sabit kalmak üzere kondenser giriş hava akım sıcaklığının artması ile yoğuşma basıncının artmasına bağlı olarak soğutucu akışkan kompresör çıkış sıcaklığı artmaktadır. Kondenser giriş hava akım sıcaklığı sabit kalmak şartı ile evaporatör giriş hava akım sıcaklığının artması sonucu soğutucu akışkan kompresör çıkış sıcaklığında genel olarak azalma olduğu görülmektedir.

R134a soğutucu akışkanı kullanan otomobil klima sistemindeki hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak evaporatör hava çıkış

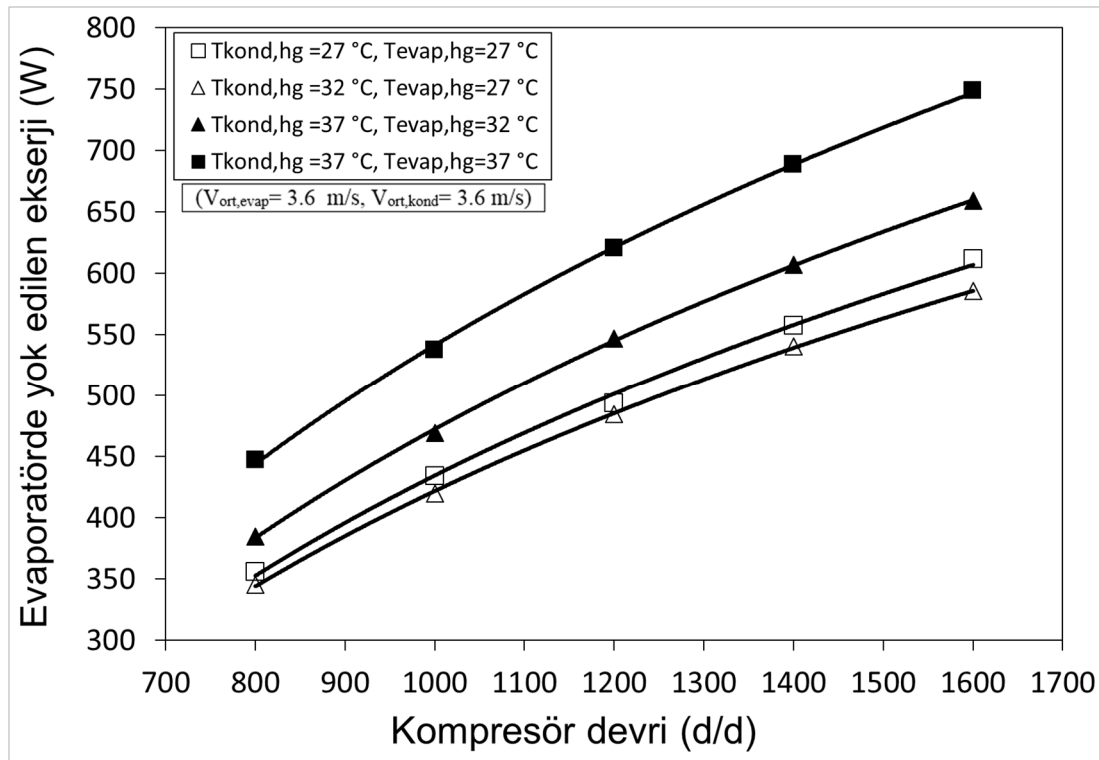
sıcaklığının kompresör devri ile değişimi, Şekil 6.19’da sunulmuştur. Kompresör devrinin artması ile Şekil 6.17’de de görüldüğü üzere sistemde dolaşan soğutucu akışkan miktarının artması sonucu evaporatör hava çıkış sıcaklığının azalmakta olduğu görülmektedir. Aynı kondenser ve evaporatör giriş hava akım sıcaklıkları için hava akım sıcaklıklarının artması ile evaporatör hava çıkış sıcaklığı artmaktadır. Evaporatör giriş hava akım sıcaklığı sabit kalmak üzere kondenser giriş hava akım sıcaklığının artması ile evaporatör hava çıkış sıcaklığın yaklaşık olarak % 6 azalmaktadır. Kondenser giriş hava akım sıcaklığı sabit kalmak şartı ile evaporatör giriş hava akım sıcaklığının artması sonucu evaporatör hava çıkış sıcaklığı yaklaşık 2 °C (% 15) artmakta olduğu görülmektedir.



Şekil 6.19. R1234yf soğutucu akışkanı kullanan otomobil klima sistemindeki hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak evaporatör hava çıkış sıcaklığının kompresör devri ile değişimi. ( $V_{ort,evap}=3.6$  m/s,  $V_{ort,kond}=3.6$  m/s)

R134a soğutucu akışkanı kullanan otomobil klima sistemindeki hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak evaporatörde yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi, Şekil 6.20’de görülmektedir. Kompresör devri ile aynı kondenser ve evaporatör giriş hava akım sıcaklıkları için hava akım sıcaklıklarının artması sonucu evaporatörde yok edilen ekserjinin artmakta olduğu

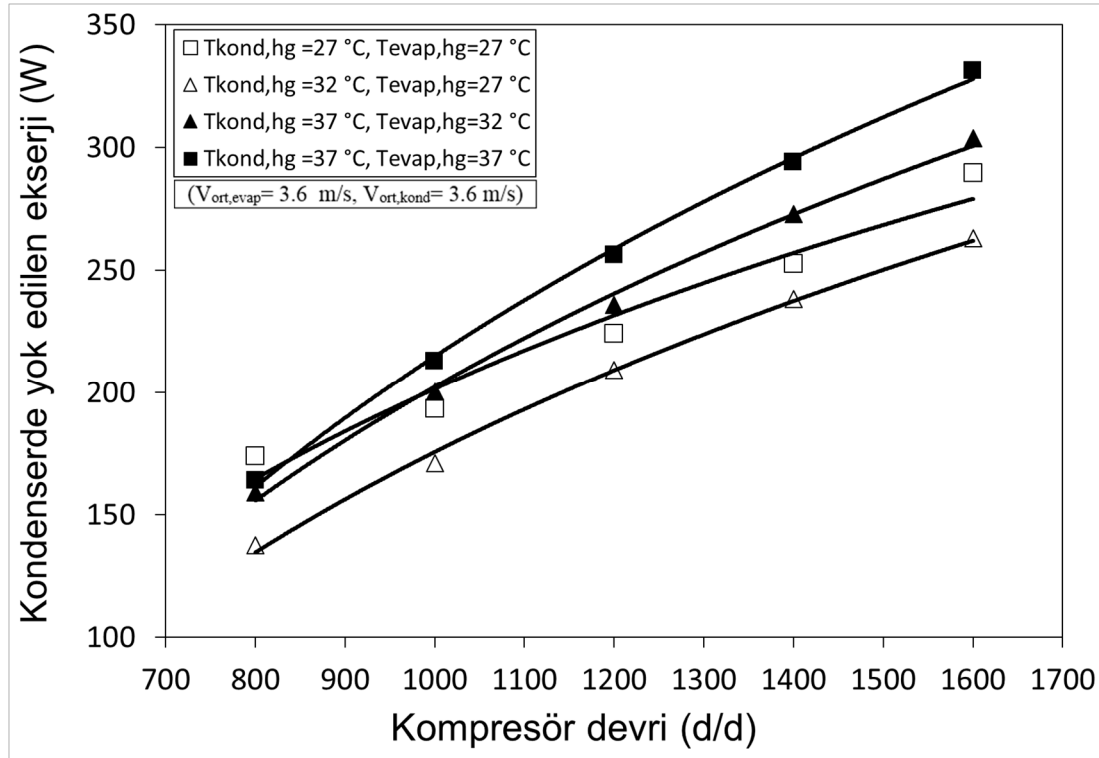
görülmektedir. Kompresör devrinin 800 d/d'dan 1600 d/d'ya artması ile buharlaşma sıcaklığının azalması sonucu evaporatör giriş hava akım sıcaklığı arasındaki farkın artması ile yok edilen ekserji miktarını yaklaşık % 70 arttırdığı görülmektedir. Evaporatör giriş hava akım sıcaklığı sabit kalmak üzere kondenser giriş hava akım sıcaklığının artması ile evaporatörde yok edilen ekserjinin yaklaşık % 4 azaldığı görülmektedir. Kondenser giriş hava akım sıcaklığı sabit kalmak şartı ile evaporatör giriş hava akım sıcaklığının artması ile evaporatörde yok edilen ekserjinin yaklaşık olarak % 13–16 arasında artmakta olduğu görülmüştür.



Şekil 6.20. R1234yf soğutucu akışkanı kullanan otomobil klima sistemindeki hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak evaporatörde yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi. ( $V_{ort,evap} = 3.6$  m/s,  $V_{ort,kond} = 3.6$  m/s)

R1234yf soğutucu akışkanı kullanan otomobil klima sistemindeki hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak kondenserde yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi, Şekil 6.21'de sunulmuştur. Kompresör devri ile aynı kondenser ve evaporatör giriş hava akım sıcaklıkları için hava akım sıcaklıklarının artması sonucu kondenserde yok edilen ekserjinin artmakta olduğu görülmektedir. Kompresör devrinin 800 d/d'dan 1600 d/d'ya artması ile kondenserde

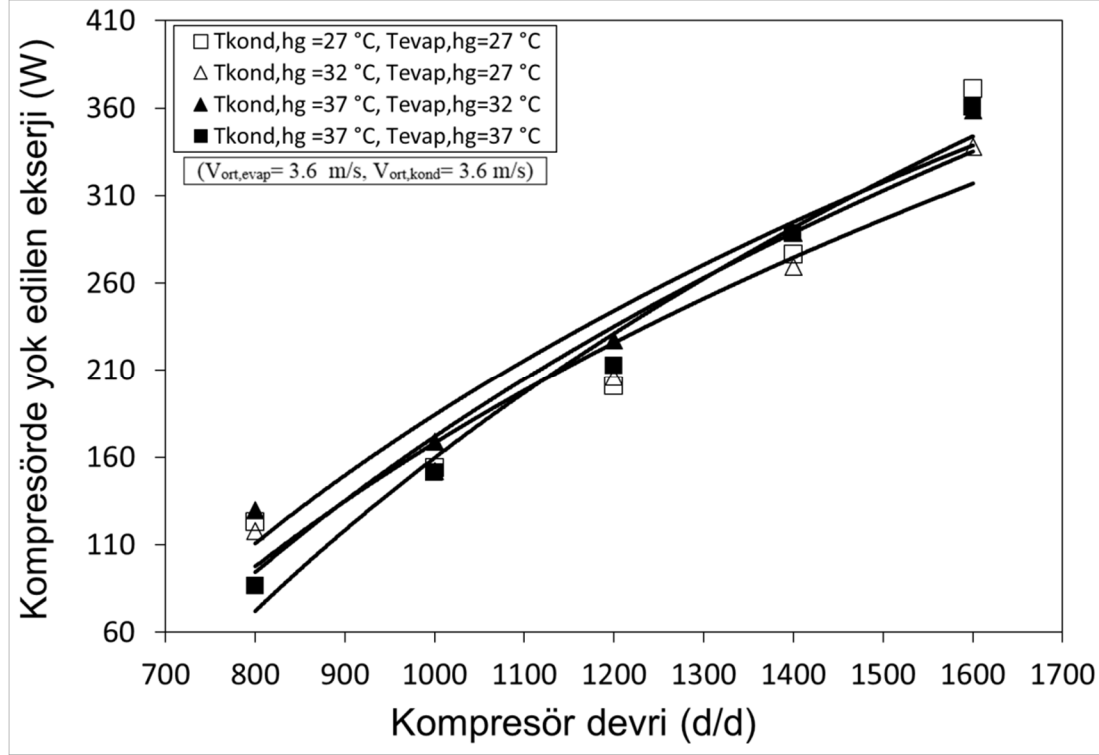
yok edilen ekserjiyi % 66–100 arasında arttırmaktadır. Evaporatör giriş hava akım sıcaklığı sabit kalmak üzere kondenser giriş hava akım sıcaklığının artması ile kondenserde yok edilen ekserji azalmaktadır. Kondenser giriş hava akım sıcaklığı sabit kalmak şartı ile evaporatör giriş hava akım sıcaklığının artması ile Şekil 6.17 ve Şekil 6.18 incelenir ise kompresör çıkış sıcaklığını çok fazla değişmemesine karşın sistemde dolaşan soğutucu akışkan miktarının % 6 artması kondenserde yok edilen ekserjiyi arttırmakta olduğu görülmektedir.



Şekil 6.21. R1234yf soğutucu akışkanı kullanan otomobil klima sistemindeki hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak kondenserde yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi. ( $V_{ort,evap} = 3.6 \text{ m/s}$ ,  $V_{ort,kond} = 3.6 \text{ m/s}$ )

R1234yf soğutucu akışkanı kullanan otomobil klima sistemindeki hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak kompresörde yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi, Şekil 6.22’de verilmiştir. Kompresörde yok edilen ekserjinin kompresör devrinin 800 d/d’dan 1600 d/d’ya artması ile yaklaşık olarak iki katı arttırdığı görülmektedir. Kompresör devrinin artması ile kompresör giriş ve çıkışındaki basınç farkı ile sıcaklığın artması kompresörde yok edilen ekserjinin en büyük nedenlerindedir. Aynı zamanda kompresör hızının artması ile

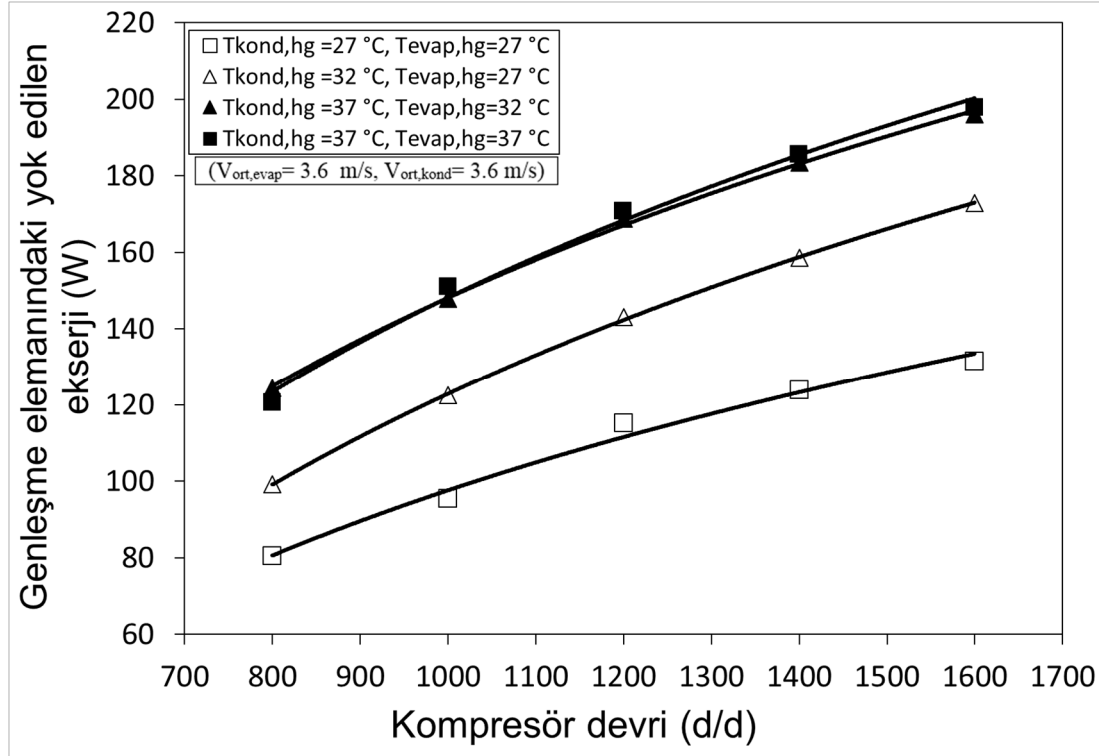
sürtünmelerin artması kompresör volümetrik veriminin düşmesi yok edilen ekserjinin nedenlerinden sayılabilir.



Şekil 6.22. R1234yf soğutucu akışkanı kullanan otomobil klima sistemindeki hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak kompresörde yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi. ( $V_{ort,evap} = 3.6$  m/s,  $V_{ort,kond} = 3.6$  m/s)

R1234yf soğutucu akışkanı kullanan otomobil klima sistemindeki hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak genişleme elemanında yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi, Şekil 6.23'de görülmektedir. Kompresör devrinin artması ile Şekil 6.17'de görüldüğü üzere sistemde dolaşan soğutucu akışkan miktarının artması genişleme elemanın giriş ve çıkışındaki basınç farkı ile sıcaklık farkının artmasına neden olmaktadır. Bu nedenden dolayı kompresör devrinin 800 d/d'dan 1600 d/d'ya artması ile genişleme elemanındaki yok edilen ekserji yaklaşık olarak % 60–75 arasında artmaktadır. Aynı zamanda genişleme elemanındaki sürtünme kayıplarının daralan kesitte artması yok edilen ekserjiyi arttırmaktadır. Aynı kondenser ve evaporatör giriş hava akım sıcaklıkları için hava akım sıcaklıklarının artması sonucu genişleme elemanındaki yok edilen ekserjinin % 23–30 arasında artmakta olduğu görülmektedir. Kondenser giriş hava

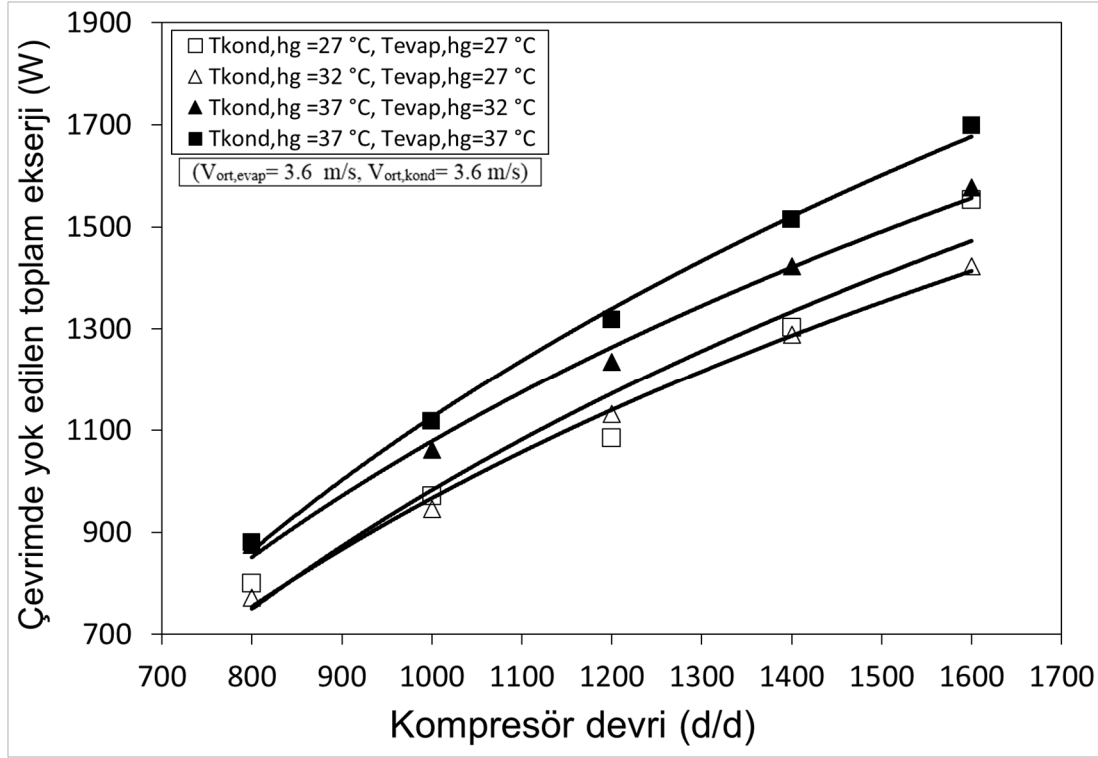
akım sıcaklığı sabit kalmak şartı ile evaporatör giriş hava akım sıcaklığının artması ile genişleme elemanındaki yok edilen ekserjide çok fazla bir değişim görülmemektedir.



Şekil 6.23. R1234yf soğutucu akışkanı kullanan otomobil klima sistemindeki hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak genişleme elemanında yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi. ( $V_{ort,evap}= 3.6 \text{ m/s}$ ,  $V_{ort,kond}= 3.6 \text{ m/s}$ )

R1234yf soğutucu akışkanı kullanan otomobil klima sistemindeki hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak çevrimde yok edilen toplam ekserjinin kompresör devri ile değişimi, Şekil 6.24’de sunulmuştur. Kompresör devri ile aynı kondenser ve evaporatör giriş hava akım sıcaklıkları için hava akım sıcaklıklarının artması sonucu çevrimde yok edilen toplam ekserjinin %85–90 arasında artmakta olduğu görülmektedir. Kompresör devrinin artması sonucu klima sistem elemanlarının giriş ve çıkışlarındaki basınç ile sıcaklık farklarını arttırması sistemde yok edilen toplam ekserjiyi arttırmaktadır. Aynı zamanda kompresör devrinin artması, Şekil 6.17’de görüldüğü gibi sisteminde dolaşan soğutucu akışkan miktarının artması ile sürtünme kayıplarının artmasına neden olduğu için sistemde yok edilen toplam ekserji artmaktadır. Evaporatör giriş hava akım sıcaklığı sabit kalmak üzere kondenser giriş hava akım sıcaklığının artması ile

sistemde yok edilen toplam ekserji miktarı çok az azalma eğilimi göstermektedir. Kondenser giriş hava akım sıcaklığı sabit kalmak şartı ile evaporatör giriş hava akım sıcaklığının artması sonucu sistemde yok edilen toplam ekserji artmaktadır.



Şekil 6.24. R1234yf soğutucu akışkanı kullanan otomobil klima sistemindeki hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak çevrimde yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi. ( $V_{ort,evap} = 3.6$  m/s,  $V_{ort,kond} = 3.6$  m/s)

### 6.3. Soğutucu Akışkan Olarak R1234yf ve R134a Kullanılan Otomobil Klima Sisteminin Karşılaştırmalı Deney Sonuçları

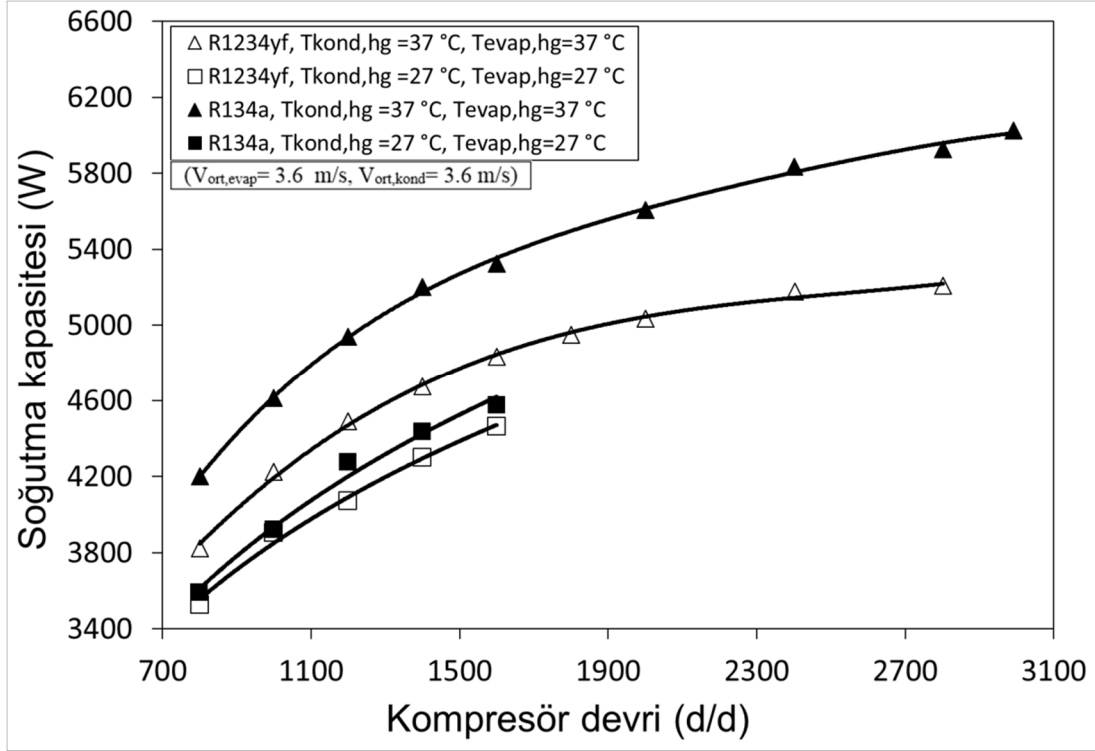
Bu bölümde, Soğutucu akışkan olarak R1234yf ve R134a kullanan otomobil klima sistemindeki hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş hava akım sıcaklıklarına bağlı olarak performans parametrelerinin kompresör devri ile değişimi, Şekil 6.25 – 6.37’de verilmiştir. Bu şekillerdeki kondenser ve evaporatör giriş hava akımı sıcaklıkları  $T_{kond,hg} = 27$  °C,  $T_{evap,hg} = 27$  °C /  $T_{kond,hg} = 37$  °C,  $T_{evap,hg} = 37$  °C olarak seçilmiştir. Klima kompresörü devrine bağlı grafiklerde evaporatör ve kondenser hava akım sıcaklıkları 27 °C olması durumunda 800–1600 devir arası 200 devir artışlı olarak verilmiştir. Bunun nedeni sistemde kullanılan kompresörün sabit

kapasiteli olması nedeniyle bu devirlerden daha yükseğe çıkıldığı zaman evaporatör buharlaşma sıcaklığının 0 °C aşağıya düşmesine bağlı olarak evaporatör yüzeyinde buzlanmaların oluşmasıdır. Evaporatör ve kondenser giriş hava akım sıcaklıklarının 37 °C olduğu durumlarda ise buzlanmanın görülmediği 3000 d/d'ya kadar kompresör devri çıkarılmıştır. Evaporatör ve kondensere geçen ortalama hava akım hızları ise  $V_{ort,evap}= 3.6 \text{ m/s}$ ,  $V_{ort,kond}= 3.6 \text{ m/s}$  olarak belirlenmiştir.

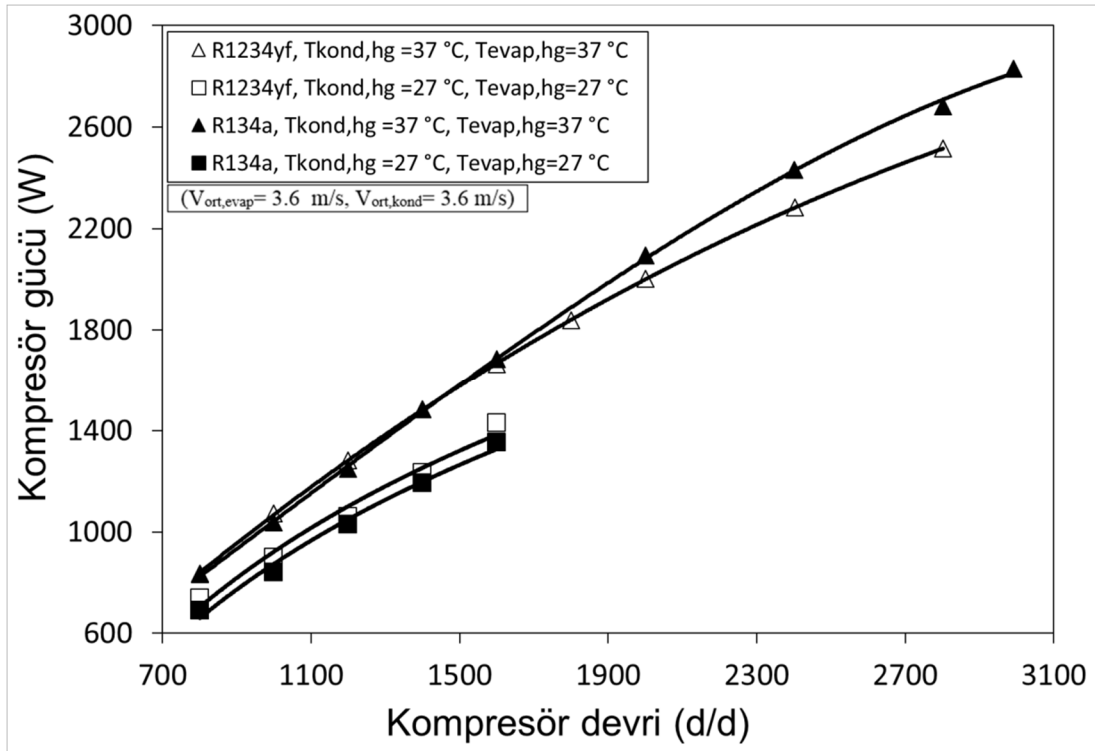
R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sistemindeki hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak soğutma kapasitesinin kompresör devri ile değişimi, Şekil 6.25'de görülmektedir. Her iki sistem içinde kompresör devrinin ve evaporatör ile kondenser giriş hava akım sıcaklıklarının artması sonucu soğutma kapasitesi artmaktadır. Evaporatör ve kondenser giriş hava akım sıcaklıkları az olduğu durumlarda her iki soğutucu akışkan yakın soğutma kapasitelerine sahip olduğu görülmektedir. Fakat evaporatör ve kondenser giriş hava akım sıcaklıkları arttığı zaman R134a soğutucu akışkanlı sistem daha fazla soğutma kapasitesi vermektedir. R134a'lı sistem R1234yf'li sisteme göre düşük evaporatör ve kondenser hava akım giriş sıcaklıklarında % 1–5 arasında daha fazla soğutma kapasitesine sahip olduğu görülmektedir. Evaporatör ve kondenser giriş hava akım sıcaklıklarının artması ile R134a'lı sistem R1234yf'li sisteme göre % 9–13 daha fazla soğutma kapasitesine sahip olduğu görülmektedir.

R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sistemindeki hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak kompresör gücünün kompresör devri ile değişimi, Şekil 6.26'da sunulmuştur. Her iki sistem içinde kompresör devri ve evaporatör ile kondenser giriş hava akım sıcaklıklarının artmasıyla kompresör gücü artmaktadır. Düşük kondenser ve evaporatöre hava akım sıcaklıklarında R1234yf'li sistem R134a'lı sisteme göre % 3–6 arasında daha fazla kompresör gücüne sahip oldu gözükmektedir. Fakat evaporatör ve kondenser giriş hava akım sıcaklığının artması ile kompresör devrinin yükselmesine bağlı olarak R1234yf'li sistemin R134a'lı sisteme göre yaklaşık % 15 daha az kompresör gücüne sahip olduğu gözükmektedir.



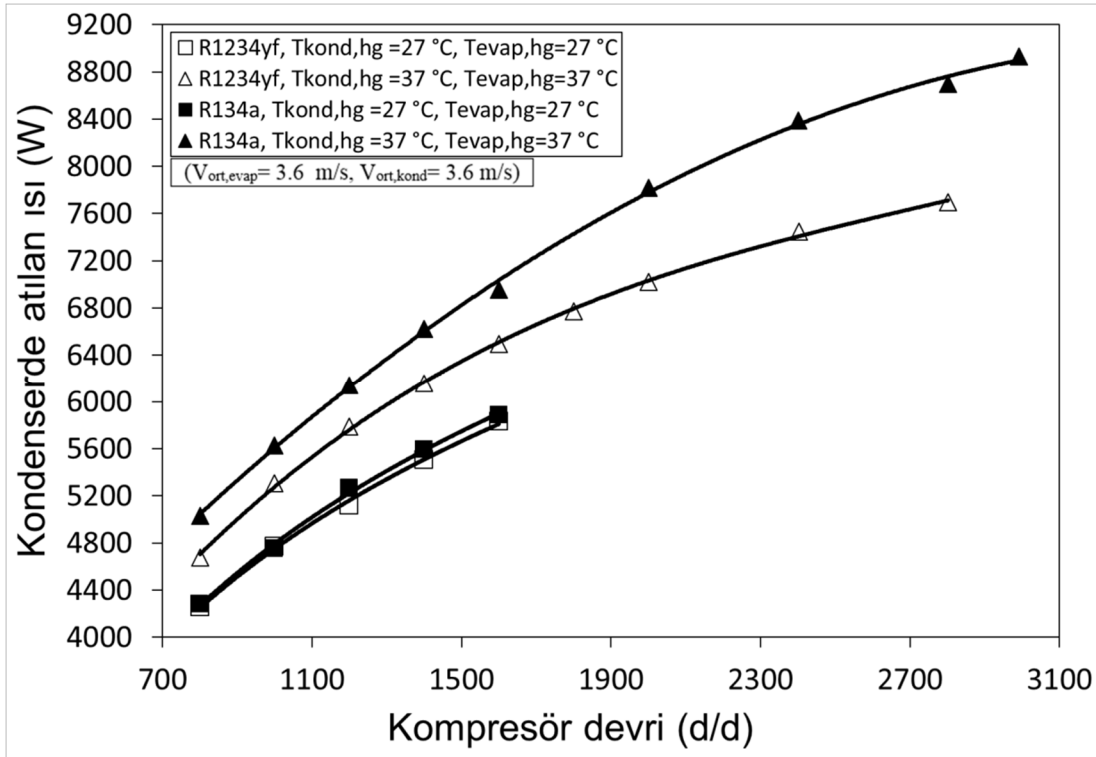


Şekil 6.25. R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sistemindeki hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak soğutma kapasitesinin kompresör devri ile değişimi. ( $V_{ort,evap}= 3.6$  m/s,  $V_{ort,kond}= 3.6$  m/s)



Şekil 6.26. R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sistemindeki hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak kompresör gücünün kompresör devri ile değişimi. ( $V_{ort,evap}= 3.6$  m/s,  $V_{ort,kond}= 3.6$  m/s)

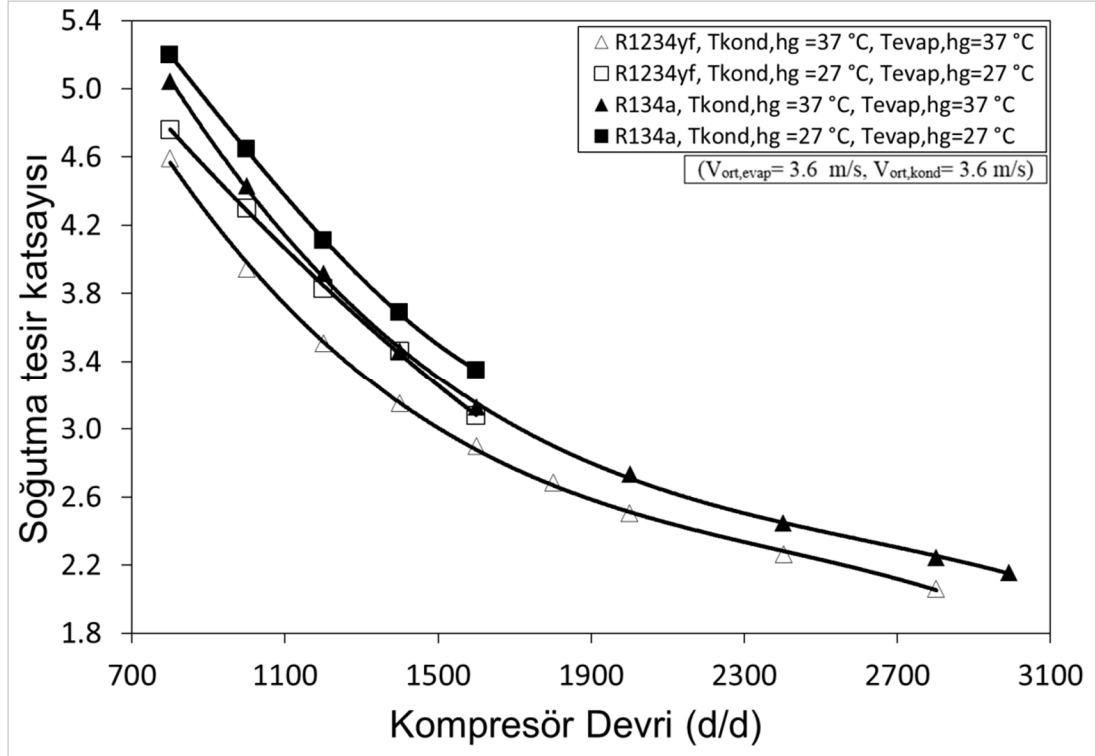
R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sistemindeki hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak kondenserden atılan ısının kompresör devri ile değişimi, Şekil 6.27’de verilmiştir. Kompresör devri ile evaporatör ve kondenser giriş hava akım sıcaklıklarının artmasıyla her iki sistemde kondenserden atılan ısı artmaktadır. R134a’lı sistem özellikle yüksek kondenser ve evaporatör giriş hava akımı sıcaklıkları ile kompresör devrinin artması sonucunda daha fazla kondenserden atılan ısıya sahip olduğu görülmektedir.



Şekil 6.27. R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sistemindeki hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak kondenserden atılan ısının kompresör devri ile değişimi. ( $V_{ort,evap} = 3.6$  m/s,  $V_{ort,kond} = 3.6$  m/s)

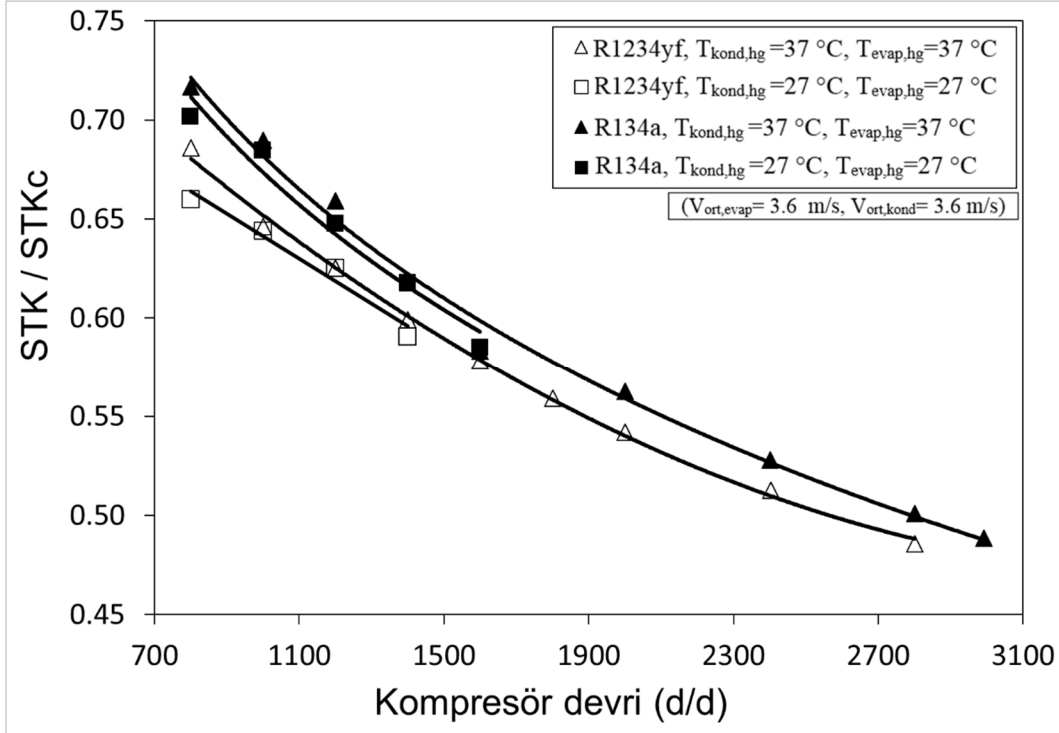
R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sistemindeki hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak soğutma tesir katsayısının kompresör devri ile değişimi, Şekil 6.28’de verilmiştir. Her iki soğutucu akışkanlı sistem içinde kompresör devri ile evaporatör ve kondenser giriş hava akım sıcaklıklarının artmasıyla STK azalmaktadır. R1234yf soğutucu akışkanlı sistem R134a’lı sisteme göre yaklaşık % 7–12 daha az STK’ya sahip olduğu görülmektedir. R134a’lı sistem Şekil 6.29 incelenir ise evaporatör ve kondenser hava akım sıcaklığının artması ile özellikle yüksek kompresör devirlerinde sistemde dolaşan

soğutucu akışkan miktarı R1234yf'li sisteme göre daha çok artış göstermektedir. Bu artış R134a'lı sistemde soğutma kapasitesinden daha çok kompresör gücünde daha fazla artışa neden olmaktadır. Bunun sonucunda R134a'lı sistem ile R1234yf'li sistem arasındaki STK azalmaktadır.

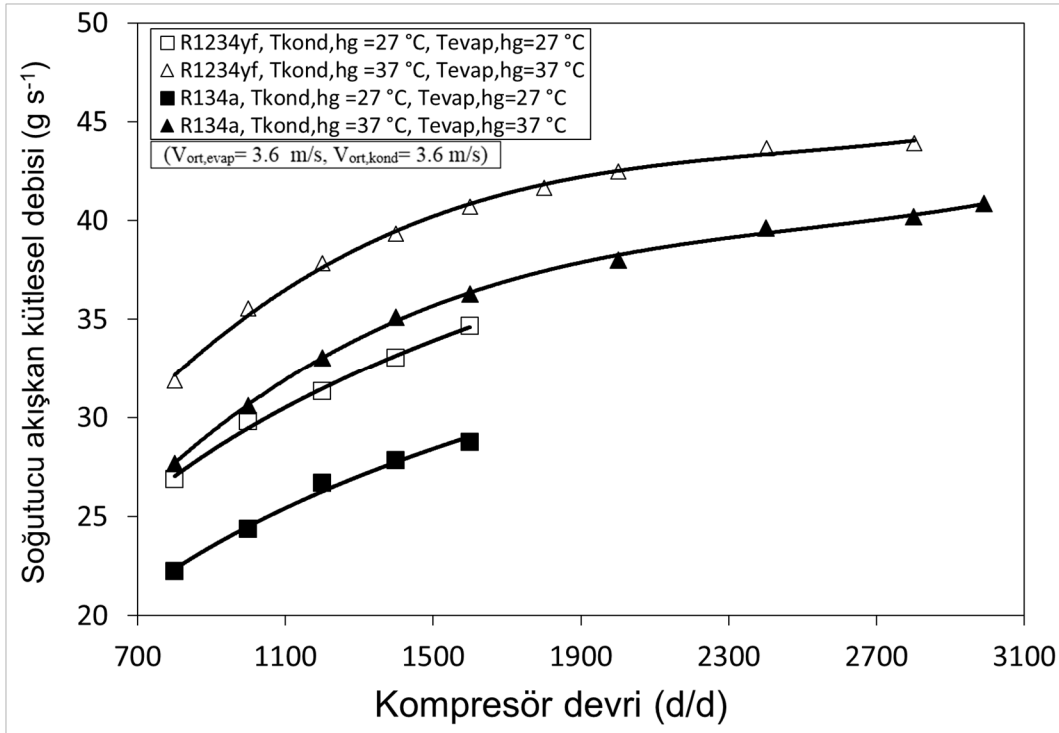


Şekil 6.28. R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sistemindeki hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak soğutma tesir katsayısının kompresör devri ile değişimi. ( $V_{ort,evap}= 3.6$  m/s,  $V_{ort,kond}= 3.6$  m/s)

R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sistemindeki hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak soğutma tesir katsayısının Carnot soğutma tesir katsayısına oranının kompresör devri ile değişimi, Şekil 6.29'da verilmiştir. Her iki soğutucu akışkanlı sistem içinde kompresör devri artması sonucu STK değerinin  $STK_c$  değerine oranı olan soğutma verimi azalmakta olduğu görülmektedir. Evaporatör ve kondenser giriş hava akım sıcaklıklarının artmasıyla soğutma verimliliği çok az artmaktadır. R1234yf soğutucu akışkanlı sistem R134a'lı sisteme göre yaklaşık % 7 daha az soğutma verimliliğine sahip olduğu görülmektedir.

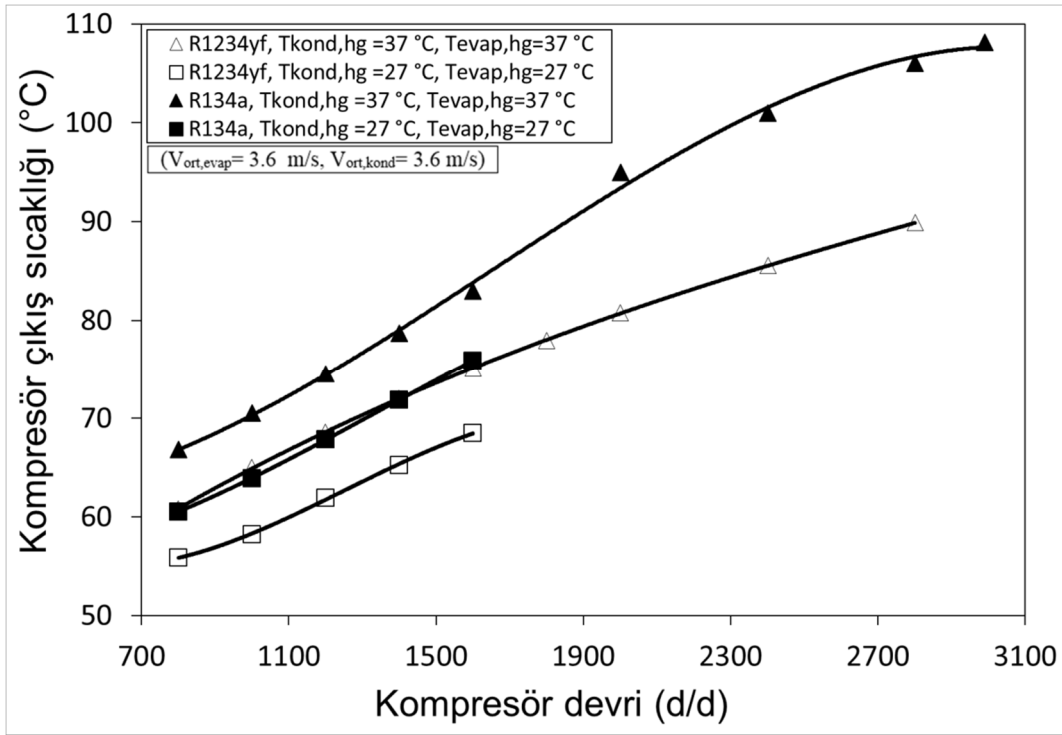


Şekil 6.29. R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sistemindeki hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak soğutma tesir katsayısının Carnot soğutma te'sir katsayısına oranının kompresör devri ile değişimi. ( $V_{ort,evap}=3.6$  m/s,  $V_{ort,kond}=3.6$  m/s)



Şekil 6.30. R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sistemindeki hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak soğutucu akışkan kütleli debisinin kompresör devri ile değişimi. ( $V_{ort,evap}=3.6$  m/s,  $V_{ort,kond}=3.6$  m/s)

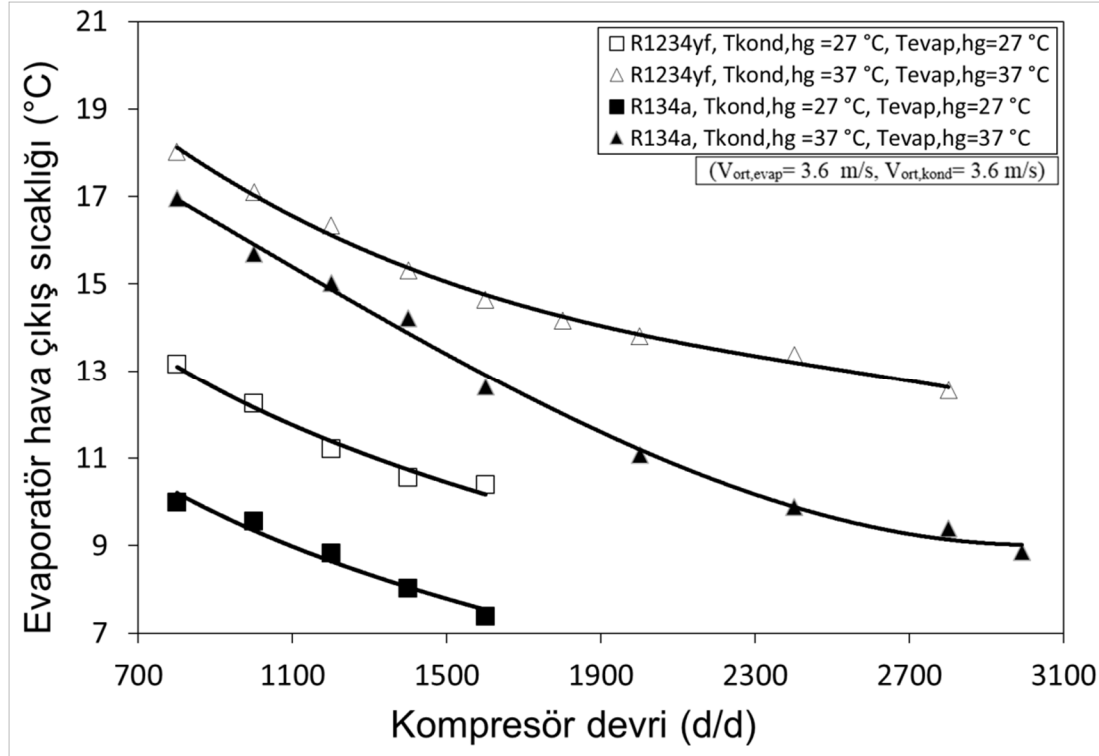
R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sistemindeki hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak soğutucu akışkan kütleli debisinin kompresör devri ile değişimi, Şekil 6.30'da verilmiştir. Kompresör devri ve evaporatör ile kondenser giriş hava akım sıcaklıklarının artmasıyla her iki sistemde dolaşan soğutucu akışkan kütleli debi miktarı artmaktadır. R1234yf soğutucu akışkanlı sistemde dolaşan soğutucu akışkan kütleli debisi R134a'lı sistemde dolaşan soğutucu akışkan debisine göre % 8–18 arasında daha fazla olduğu görülmektedir.



Şekil 6.31. R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sistemindeki hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak soğutucu akışkan kompresör çıkış sıcaklığının kompresör devri ile değişimi. ( $V_{ort,evap}= 3.6$  m/s,  $V_{ort,kond}= 3.6$  m/s)

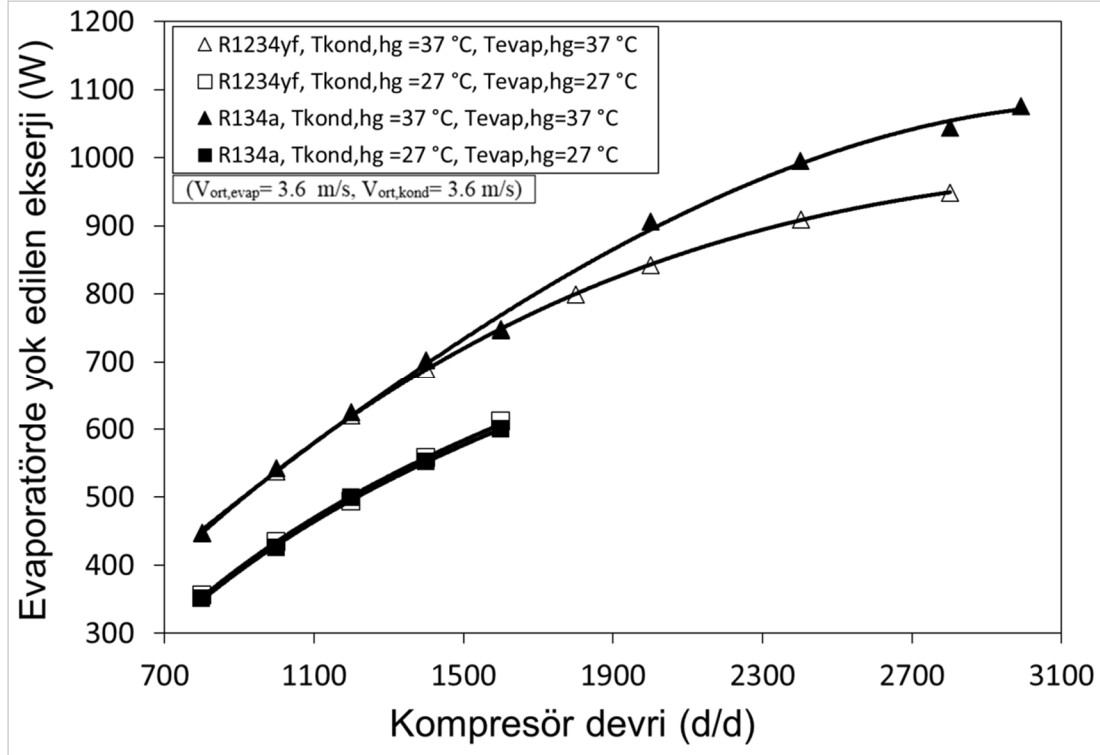
R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sistemindeki hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak kompresör çıkış sıcaklığının kompresör devri ile değişimi, Şekil 6.31'da görülmektedir. Kompresör devri ve evaporatör ile kondenser giriş hava akım sıcaklıklarının artmasıyla her iki sistemde de kompresör çıkış sıcaklığı artmaktadır. R134a'lı sistemin R1234yf'li sisteme göre 4–16°C arasında daha fazla kompresör çıkış

sıcaklığına sahip olduğu görülmüştür. Özellikle yüksek evaporatör ve kondenser hava akım giriş sıcaklıklarında kompresör devrinin artması ile R134a'lı sistemin kompresör çıkış sıcaklığı R1234yf'li sisteme göre daha fazla artış göstermektedir.



Şekil 6.32. R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sistemindeki hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak evaporatör hava çıkış sıcaklığının kompresör devri ile değişimi. ( $V_{ort,evap} = 3.6 \text{ m/s}$ ,  $V_{ort,kond} = 3.6 \text{ m/s}$ )

R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sistemindeki hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak evaporatör hava çıkış sıcaklığının kompresör devri ile değişimi, Şekil 6.32'de verilmiştir. Kompresör devrinin artması ile her iki sistemde de evaporatör hava akım çıkış sıcaklığı azalmaktadır. Evaporatör ve kondenser giriş hava akım sıcaklığı artar iken her iki sistem içinde evaporatör hava çıkış akım sıcaklığı artmaktadır. R134a'lı sistem R1234yf'li sisteme göre daha az evaporatör hava akım sıcaklığına sahip olduğu görülmektedir. Özellikle yüksek evaporatör ve kondenser hava akım giriş sıcaklıklarında kompresör devrinin artması ile R134a'lı sistemin Şekil 6.30'da da görüldüğü gibi daha çok kütleli debi artışına sahip olması sonucu daha düşük evaporatör hava çıkış sıcaklığına sahip olduğu görülmektedir.

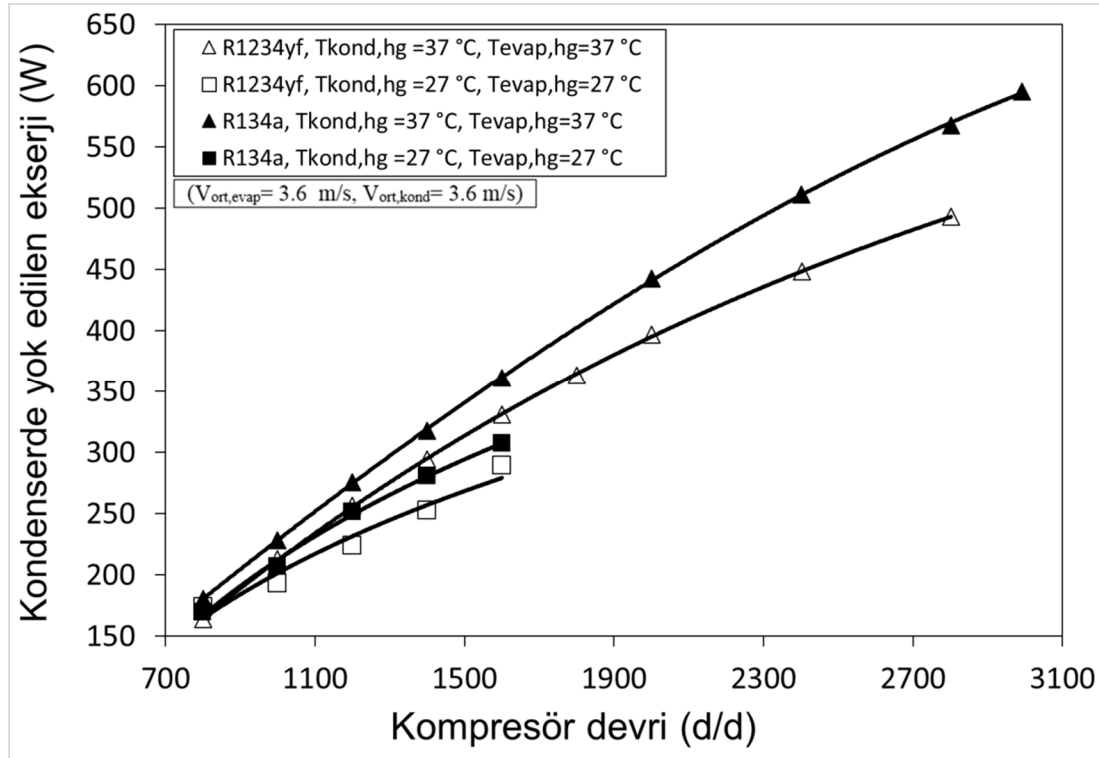


Şekil 6.33. R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sistemindeki hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak evaporatörde yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi. ( $V_{ort,evap}= 3.6 \text{ m/s}$ ,  $V_{ort,kond}= 3.6 \text{ m/s}$ )

R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sistemindeki hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak evaporatörde yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi, Şekil 6.33’de verilmiştir. Kompresör devri ile evaporatör ve kondenser giriş hava akım sıcaklığının artması ile evaporatörde yok edilen ekserji artmaktadır. Düşük evaporatör ve kondenser giriş hava akım sıcaklıklarında her iki soğutucu akışkanda da evaporatörde yok edilen ekserji çok yakın sonuçlar vermektedir. Evaporatör ve kondenser hava akım sıcaklıklarının artmasına bağlı olarak kompresör devrinin artması ile Şekil 6.30 incelenir ise R134a soğutucu akışkanının R1234yf soğutucu akışkana göre kütle akışının daha fazla artması evaporatörde yok edilen ekserji miktarını arttırmaktadır.

R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sistemindeki hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak kondenserde yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi, Şekil 6.34’de verilmiştir. Kompresör devri ile evaporatör ve kondenser giriş hava akım sıcaklığının artması ile kondenserde yok edilen ekserji artmaktadır. R134a’lı soğutucu akışkanlı sistem

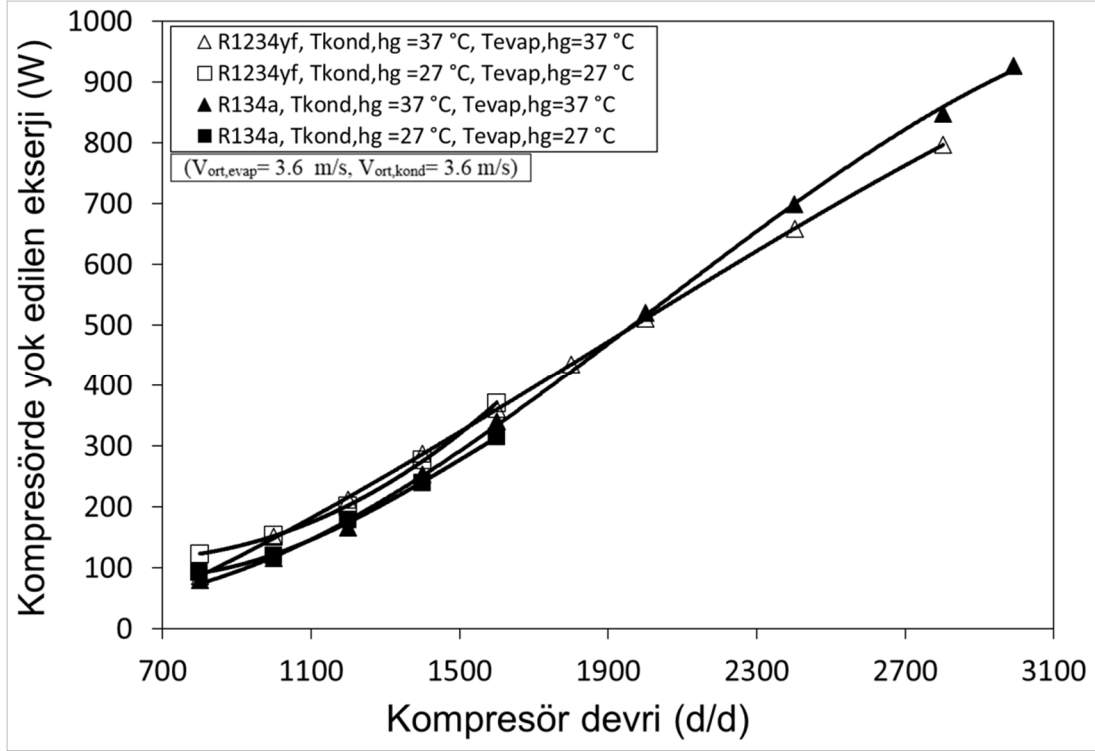
R1234yf soğutucu akışkanlı sisteme göre daha fazla kondenserde yok edilen ekserjiye sahip olduğu görünmektedir. Şekil 6.30 incelenir ise R134a soğutucu akışkanın R1234yf soğutucu akışkana göre 4–16 °C daha fazla kompresör çıkış sıcaklığına sahip olması R134a soğutucu akışkanın daha fazla kondenserde yok edilen ekserjiye sahip olmasına neden olduğu görülmektedir.



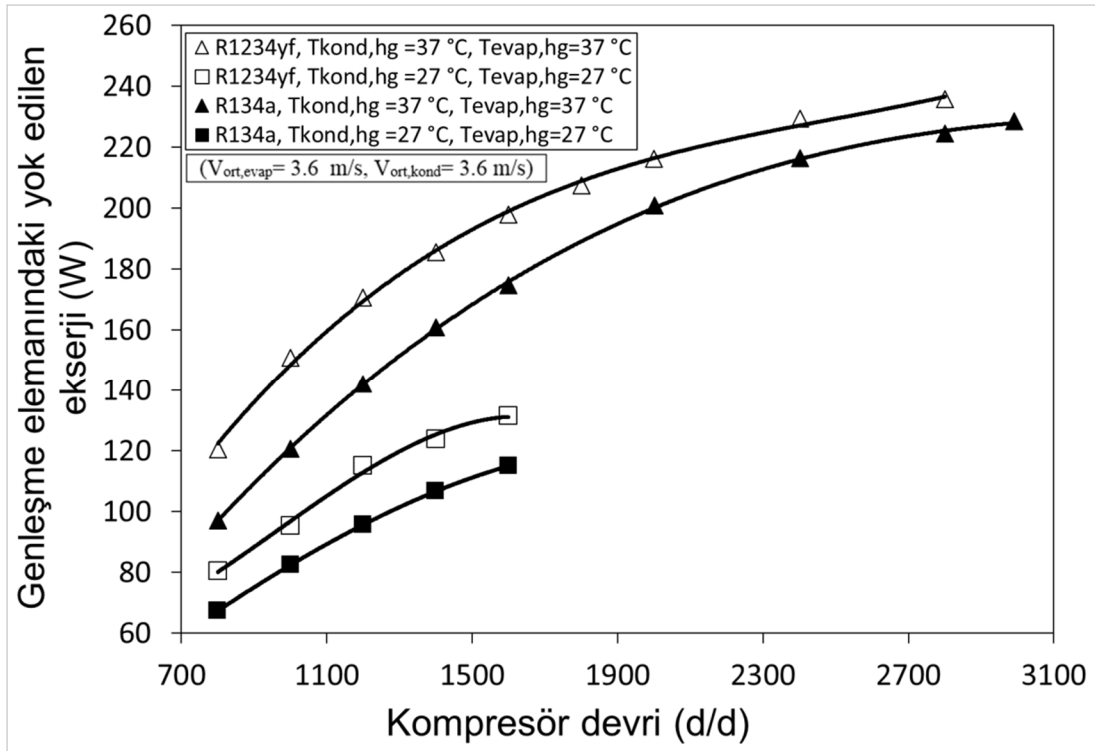
Şekil 6.34. R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sistemindeki hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak kondenserde yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi. ( $V_{ort,evap}= 3.6 \text{ m/s}$ ,  $V_{ort,kond}= 3.6 \text{ m/s}$ )

R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sistemindeki hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak kompresörde yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi, Şekil 6.35'de verilmiştir. Kompresör devri artması ile her iki soğutucu akışkan için kompresörde yok edilen ekserji artmaktadır. Evaporatör ve kondenser giriş hava akım sıcaklığının artması ile her iki soğutucu akışkan için kondenserde yok edilen ekserjide değişim çok az olmaktadır. Her iki soğutucu akışkan yakın kompresörde yok edilen ekserji değerine sahip olduğu görülmektedir.



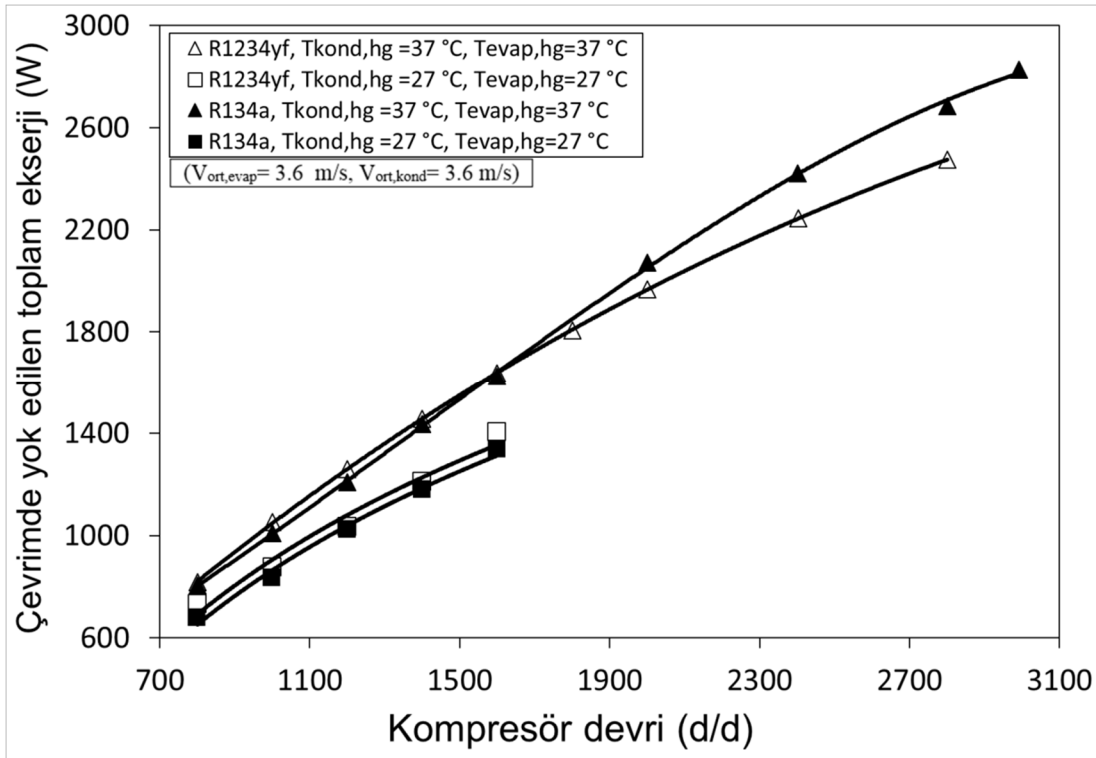


Şekil 6.35. R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sistemindeki hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak kompresörde yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi. ( $V_{ort,evap}= 3.6$  m/s,  $V_{ort,kond}= 3.6$  m/s)



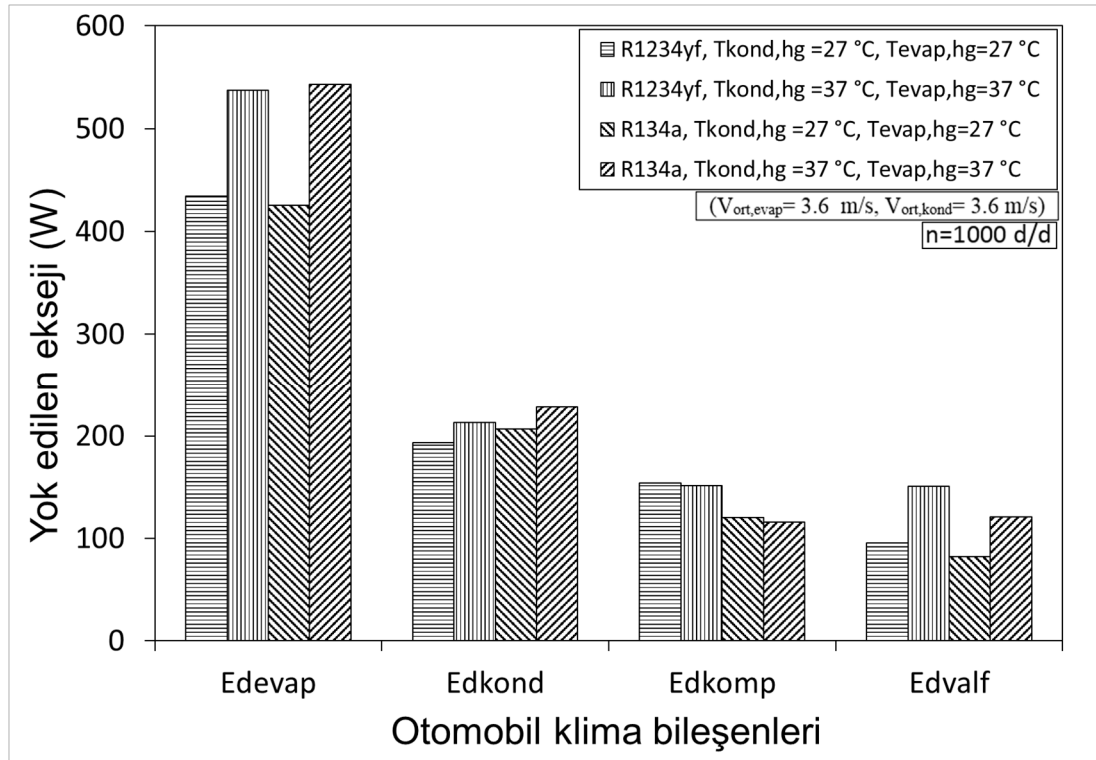
Şekil 6.36. R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sistemindeki hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak genleşme elemanında yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi. ( $V_{ort,evap}= 3.6$  m/s,  $V_{ort,kond}= 3.6$  m/s)

R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sistemindeki hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak genişleme elemanında yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi, Şekil 6.36'da sunulmuştur. Kompresör devri ile evaporatör ve kondenser giriş hava akım sıcaklığının artması ile her iki soğutucu akışkan için de genişleme elemanında yok edilen ekserji artmaktadır. Kompresör devrinin artması ile soğutucu akışkanların debisi artmakta; bu ise soğutucu akışkanların, genişleme elemanın dar kesitinden geçerken sürtünme miktarlarını arttırmaktadır. Sürtünmenin artması sonucu genişleme elemanındaki yok edilen ekserji artmaktadır. Şekil 6.30 incelenir ise R1234yf soğutucu akışkanın R134a soğutucu akışkana göre % 8–18 daha fazla soğutucu akışkan debisine sahip olması R1234yf soğutucu akışkanın R134a soğutucu akışkana göre daha fazla genişleme elemanında yok edilen ekserjiye sahip olmasına neden olmaktadır.



Şekil 6.37. R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sistemindeki hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak çevrimde yok edilen toplam ekserjinin kompresör devri ile değişimi. ( $V_{ort,evap}= 3.6 \text{ m/s}$ ,  $V_{ort,kond}= 3.6 \text{ m/s}$ )

R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sistemindeki hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak çevrimde yok edilen toplam ekserjinin kompresör devri ile değişimi, Şekil 6.37’de verilmiştir. Kompresör devri ile evaporatör ve kondenser giriş hava akım sıcaklığının artması sonucu her iki soğutucu akışkan için de çevrimde yok edilen toplam ekserji artmaktadır. Düşük evaporatör ve kondenser giriş hava akım sıcaklıklarında her iki soğutucu akışkanda da çevrimde yok edilen toplam ekserji çok yakın sonuçlar vermektedir. Evaporatör ve kondenser hava akım sıcaklıklarının artmasına bağlı olarak kompresör devrinin artması ile Şekil 6.30 incelenir ise R134a soğutucu akışkanın R1234yf soğutucu akışkanına göre kütle akışının daha fazla artması çevrimde yok edilen toplam ekserji miktarını arttırmaktadır.



Şekil 6.38. R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sistemindeki hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak otomotiv klima bileşenlerindeki yok edilen ekserjinin değişimi. ( $V_{ort, evap} = 3.6 \text{ m/s}$ ,  $V_{ort, kond} = 3.6 \text{ m/s}$ ), ( $n = 1000 \text{ d/d}$ )

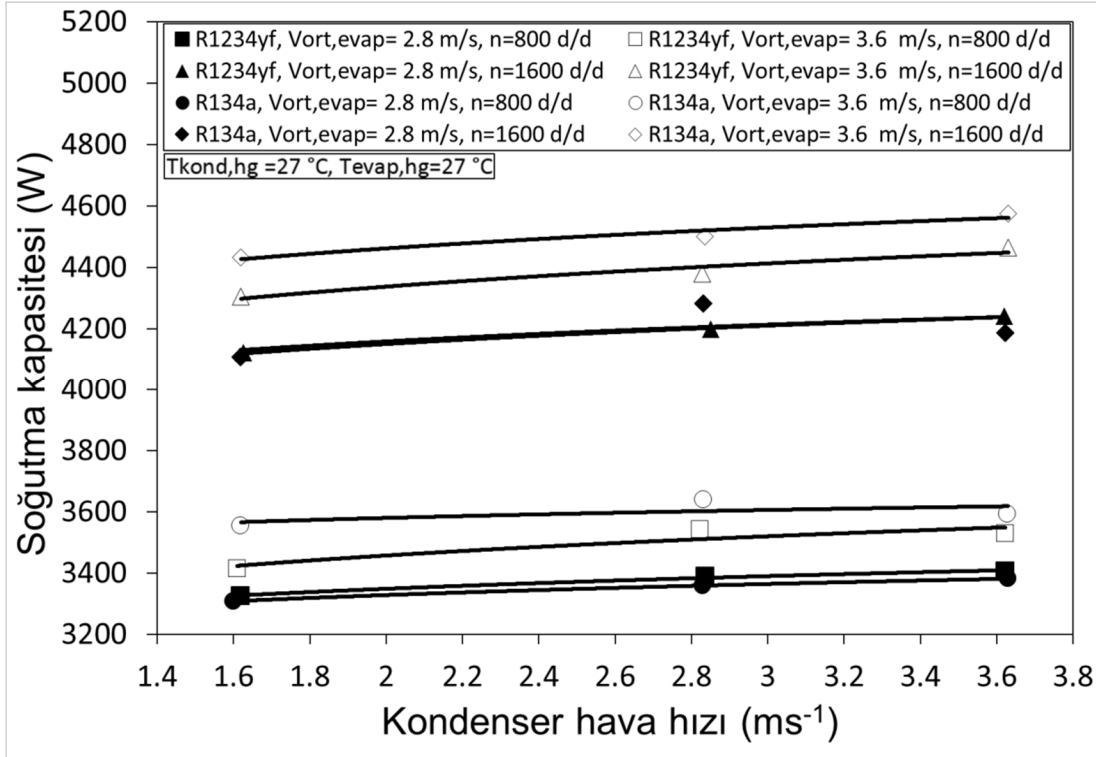
R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sistemindeki hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak otomobil klima bileşenlerindeki yok edilen ekserjinin değişimi, Şekil 6.39’da verilmiştir. Evaporatör ve kondenser giriş hava akım sıcaklığının artması sonucu her iki soğutucu akışkan

için de otomobil klima bileşenleri olan evaporatör, kondenser ve genişleme elemanında yok edilen ekserji artar iken kompresörde yok edilen ekserji çok az azalma eğilimi göstermektedir. Otomobil klima bileşenlerindeki yok edilen ekserjiye en büyük katkıyı her iki soğutucu akışkan için de öncelikle evaporatör sonra da sırayla kondenser, kompresör ile genişleme elemanının yapmakta olduğu görülmektedir.

#### **6.4. Soğutucu Akışkan Olarak R1234yf ve R134a Kullanılan Otomobil Klima Sisteminin Kondenser ile Evaporatör Hava Akımı Hızlarının Etkisinin Karşılaştırmalı Deney Sonuçları**

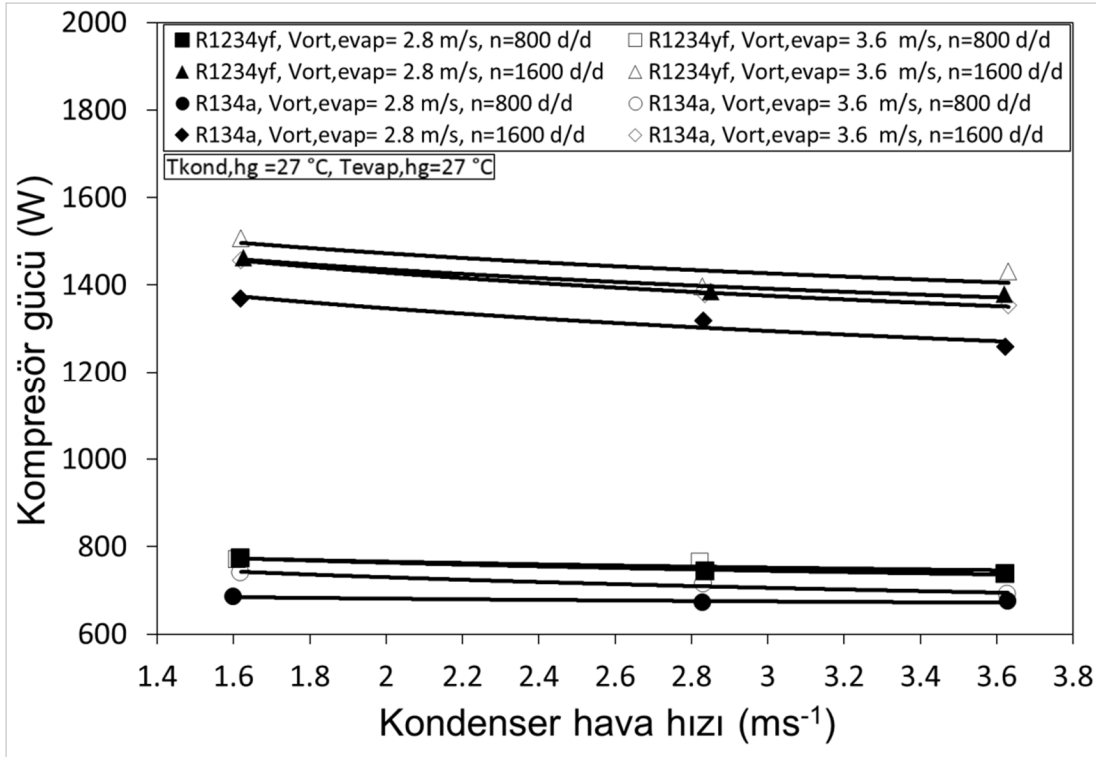
Bu bölümde, Soğutucu akışkan olarak R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sistemindeki evaporatörden geçen hava akım hızı ve kompresör devrine bağlı olarak performans parametrelerinin kondenserdan geçen hava akımının hızı ile değişimi, Şekil 6.39–6.50’de verilmiştir. Bu şekillerde kondenser ve evaporatör giriş hava akım sıcaklıkları  $T_{kond,hg} = 27 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{evap,hg} = 27 \text{ }^{\circ}\text{C}$  olarak tutulmuştur. Kompresör devri olarak 800 ile 1600 d/d devirlerinin her biri için evaporatör üzerinden geçen hava akımı hızı  $V_{ort,evap} = 2.8 \text{ m/s}$  ve  $V_{ort,evap} = 3.6 \text{ m/s}$  değerlerine getirilerek, her devir ile evaporatör hava akım hızı için kondenserdan geçen hava akım hızı  $V_{ort,kond} = 1.6 \text{ m/s}$ ,  $V_{ort,kond} = 2.8 \text{ m/s}$  ve  $V_{ort,kond} = 3.6 \text{ m/s}$  değerlerine ayarlanmıştır.

R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sistemindeki evaporatörden geçen hava akım hızı ve kompresör devrine bağlı olarak soğutma kapasitesinin kondenserdan geçen hava akımının hızı ile değişimi, Şekil 6.39’da verilmiştir. Her iki soğutucu akışkan için kondenser ve evaporatörden geçen ortalama hava akım hızının artması ile soğutma kapasitesi artmaktadır. Evaporatör hava akım hızının az olduğu durumda R134a ile R1234yf soğutucu akışkanları birbirlerine yakın sonuç verir iken evaporatör hava akım hızı arttığı zaman R134a soğutucu akışkanın daha yüksek soğutma kapasitesine sahip olduğu gözükmemektedir. Soğutma kapasitesinin artmasında en önemli etkinin kompresör devrindeki artış ikici olarak evaporatör hava akım hızının üçüncü olarak kondenser hava akım hızının etkili olduğu Şekil 6.39’da görülmektedir.



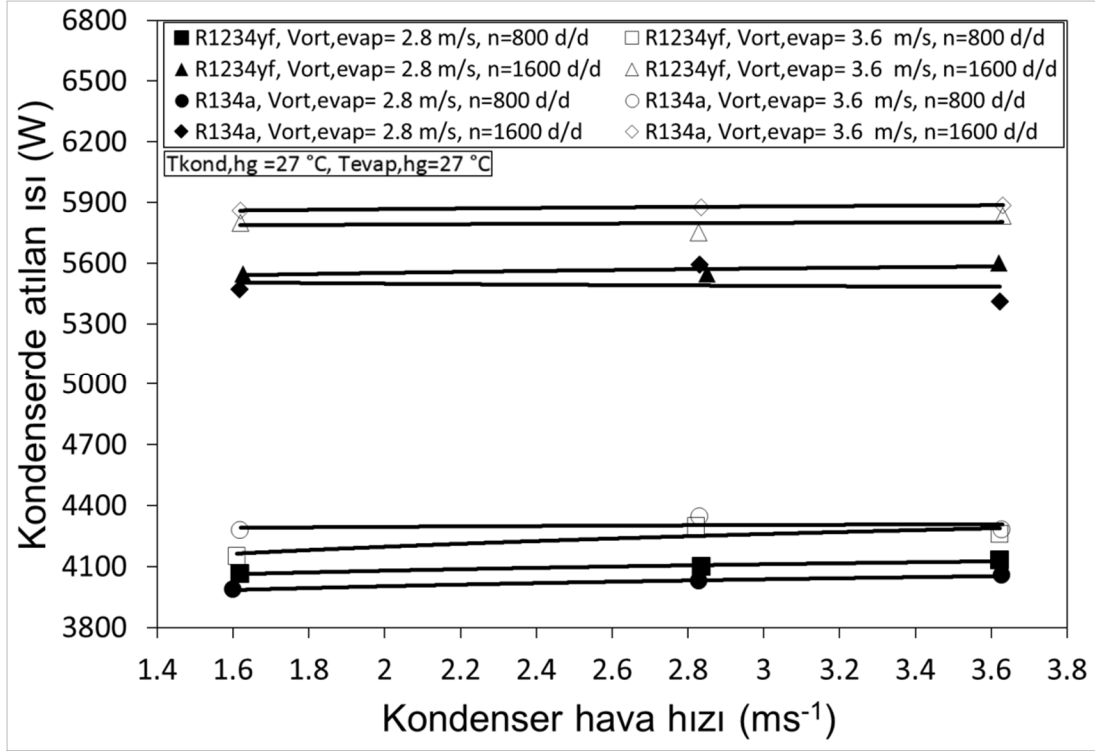
Şekil 6.39. R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sistemindeki evaporatörden geçen hava akım hızı ve kompresör devrine bağlı olarak soğutma kapasitesinin kondenslerden geçen hava akımının hızı ile değişimi. ( $T_{kond,hg} = 27 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{evap,hg} = 27 \text{ }^{\circ}\text{C}$ )

R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sistemindeki evaporatörden geçen hava akım hızı ve kompresör devrine bağlı olarak kompresör gücünün kondenslerden geçen hava akımının hızı ile değişimi, Şekil 6.40'da sunulmuştur. Düşük kompresör devirlerinde her iki soğutucu akışkan için kondenser giriş hava akım hızının artması ile kompresör gücünde değişim gözlenmez iken kompresör devrinin artması ile kondenser giriş hava akım hızının artması sonucu kompresör gücünün azalmakta olduğu görülmektedir. Özellikle kompresör devrinin yüksek olduğu durumlarda kondenser giriş hava akımının artması kondenser doyma basıncının düşmesine neden olması ile kompresör yükünü azaltmakta ve kompresör gücünün azalmasına sebep olmaktadır. R1234yf soğutucu akışkanın R134a soğutucu akışkanına göre aynı kompresör devri ile aynı evaporatör giriş hava akım hızına bağlı olarak kondenser giriş hava akım hızı artması sonucu yaklaşık % 4–11 daha fazla kompresör gücüne sahip olduğu gözükmektedir.

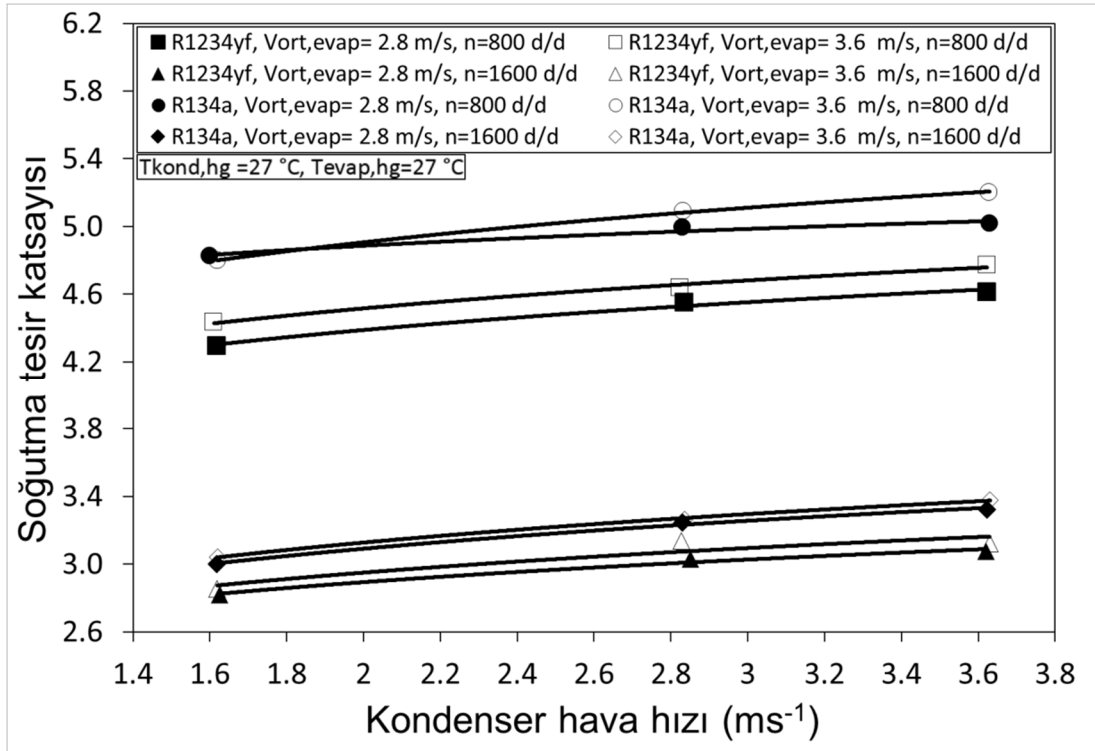


Şekil 6.40. R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sistemindeki evaporatörden geçen hava akım hızı ve kompresör devrine bağlı olarak kompresör gücünün kondenserden geçen hava akımının hızı ile değişimi. ( $T_{kond,hg} = 27 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{evap,hg} = 27 \text{ }^{\circ}\text{C}$ )

R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sistemindeki evaporatörden geçen hava akım hızı ve kompresör devrine bağlı olarak kondenserden atılan ısının kondenserden geçen hava akımının hızı ile değişimi, Şekil 6.41'de verilmiştir. Her iki soğutucu akışkan içinde kondenser hava akım hızı artması ile kondenserden atılan ısı çok az değiştiği görülmektedir. Evaporatör hava akım hızı artması ile R134a soğutucu akışkan için yaklaşık % 7, R1234yf soğutucu akışkan içinde % 4 kondenserden atılan ısı artmaktadır.

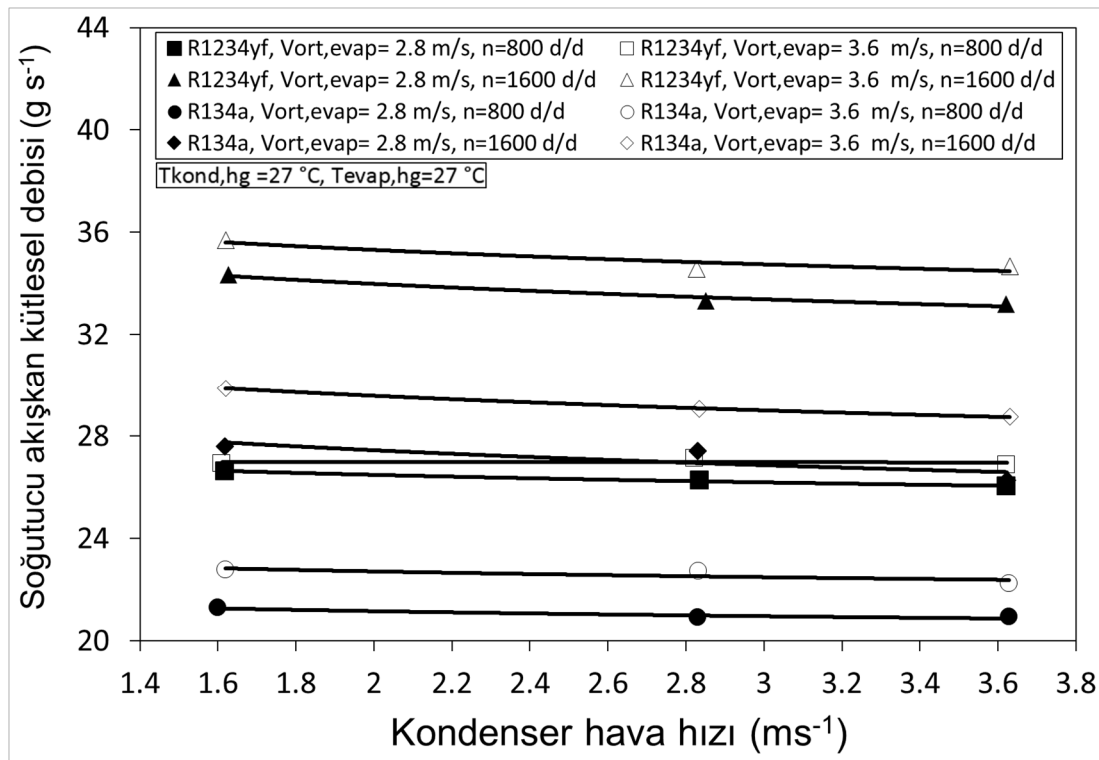


Şekil 6.41. R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sistemindeki evaporatörden geçen hava akımı hızı ve kompresör devrine bağlı olarak kondenserden atılan ısının kondenserden geçen hava akımının hızı ile değişimi. ( $T_{kond,hg}=27\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{evap,hg}=27\text{ }^{\circ}\text{C}$ )



Şekil 6.42. R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sistemindeki evaporatörden geçen hava akımı hızı ve kompresör devrine bağlı olarak soğutma tesir katsayısının kondenserden geçen hava akımının hızı ile değişimi. ( $T_{kond,hg}=27\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{evap,hg}=27\text{ }^{\circ}\text{C}$ )

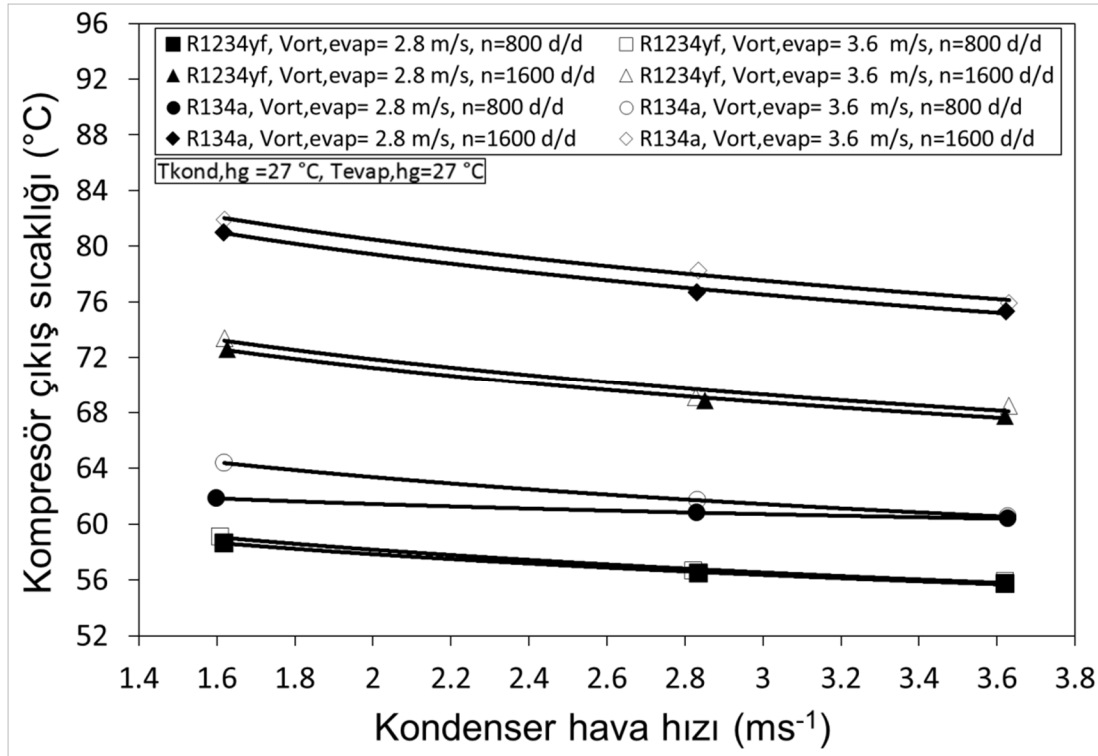
R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sistemindeki evaporatörden geçen hava akım hızı ve kompresör devrine bağlı olarak soğutma tesir katsayısının kondenserden geçen hava akımının hızı ile değişimi, Şekil 6.42’de görülmektedir. Her iki soğutucu akışkan için de kondenser ve evaporatör giriş hava akım hızı artması ile STK artmaktadır. Kompresör hızının artması ile her iki soğutucu akışkan içinde STK azalmaktadır. Kondenser hızının 1.6 m/s’ye den 3.6 m/s’ye artması ile R134a soğutucu akışkanlı sistemin STK değeri evaporatör giriş hava akım hızı ve kompresör devrine bağlı olarak yaklaşık % 8–11 artar iken R1234yf soğutucu akışkanlı sistemde yaklaşık % 7–9 arasında arttığı görülmektedir. Kondenser giriş hava akım hızının artması ile Şekil 6.44’de de görüldüğü gibi kompresör çıkış sıcaklığının azalmasına bağlı olarak kompresörde soğutucu akışkanlara verilen gücün azalmasına neden olmaktadır. Aynı zamanda kondenser hava akım hızının artması ile yoğuşma sıcaklığının azalmasına bağlı olarak buharlaşma sıcaklığının azalması sonucu soğutma kapasitesinin artması her iki soğutucu akışkan için STK’nın artmasına neden olmaktadır.



Şekil 6.43. R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sistemindeki evaporatörden geçen hava akım hızı ve kompresör devrine bağlı olarak soğutucu akışkan kütleli debisinin kondenserden geçen hava akımının hızı ile değişimi. ( $T_{kond,hg} = 27\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{evap,hg} = 27\text{ }^{\circ}\text{C}$ )

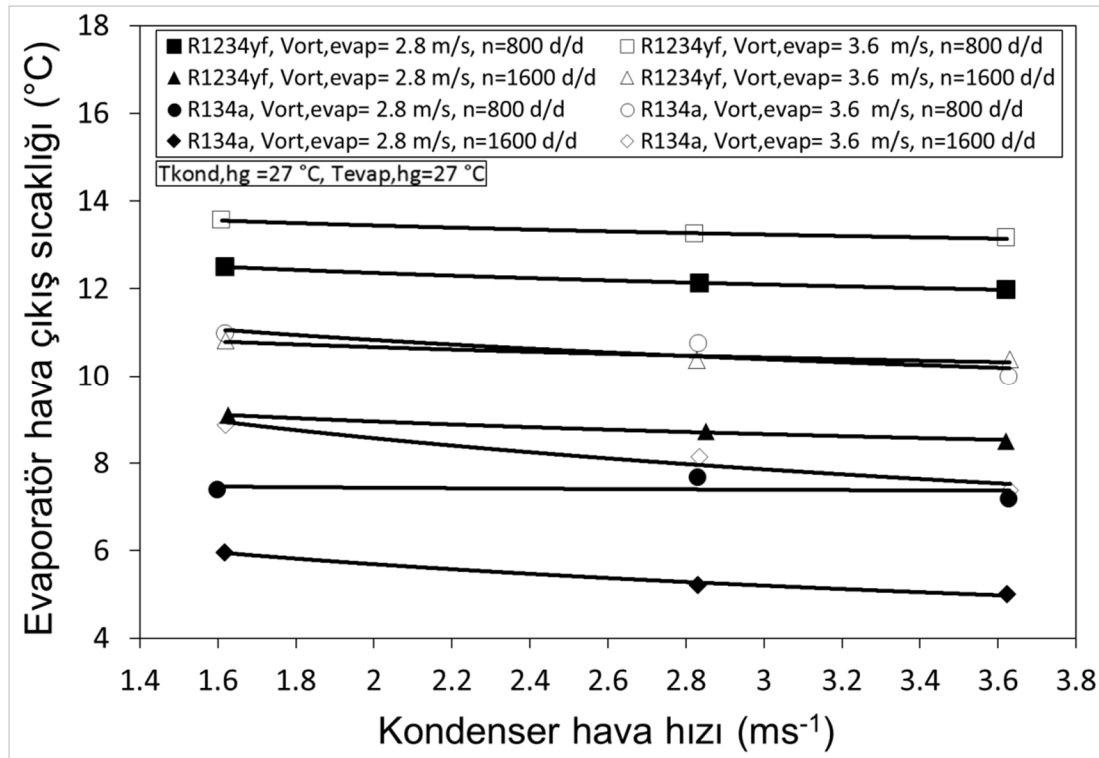


R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sistemindeki evaporatörden geçen hava akım hızı ve kompresör devrine bağlı olarak soğutucu akışkan kütleli debisinin kondenserdan geçen hava akımının hızı ile değişimi, Şekil 6.43’de verilmiştir. Kompresör devri ile evaporatöre giriş hava akım hızının artması ile her iki soğutucu akışkan için sistemde dolaşan soğutucu akışkan debisi artmaktadır. Kondenser giriş hava akım hızının artması ile R1234yf soğutucu akışkan debisini yaklaşık olarak % 1–3 arasında, R134 soğutucu akışkan debisini ise yaklaşık olarak % 2–4 azalmaktadır. Evaporatör giriş hava akım hızı artması ile R1234yf soğutucu akışkanı debisini yaklaşık olarak % 2–4 arasında, R134 soğutucu akışkan debisini ise yaklaşık olarak % 6–10 arasında arttırmaktadır. Kompresör devrinin 800 d/d’dan 1600 d/d’ya artması ile R1234yf soğutucu akışkanı debisi yaklaşık olarak %32–34 arasında, R134 soğutucu akışkan debisini ise yaklaşık olarak % 37–40 arasında arttırmaktadır.



Şekil 6.44. R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sistemindeki evaporatörden geçen hava akım hızı ve kompresör devrine bağlı olarak soğutucu akışkan kompresör çıkış sıcaklığının kondenserdan geçen hava akımının hızı ile değişimi. ( $T_{kond,hg} = 27\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{evap,hg} = 27\text{ }^{\circ}\text{C}$ )

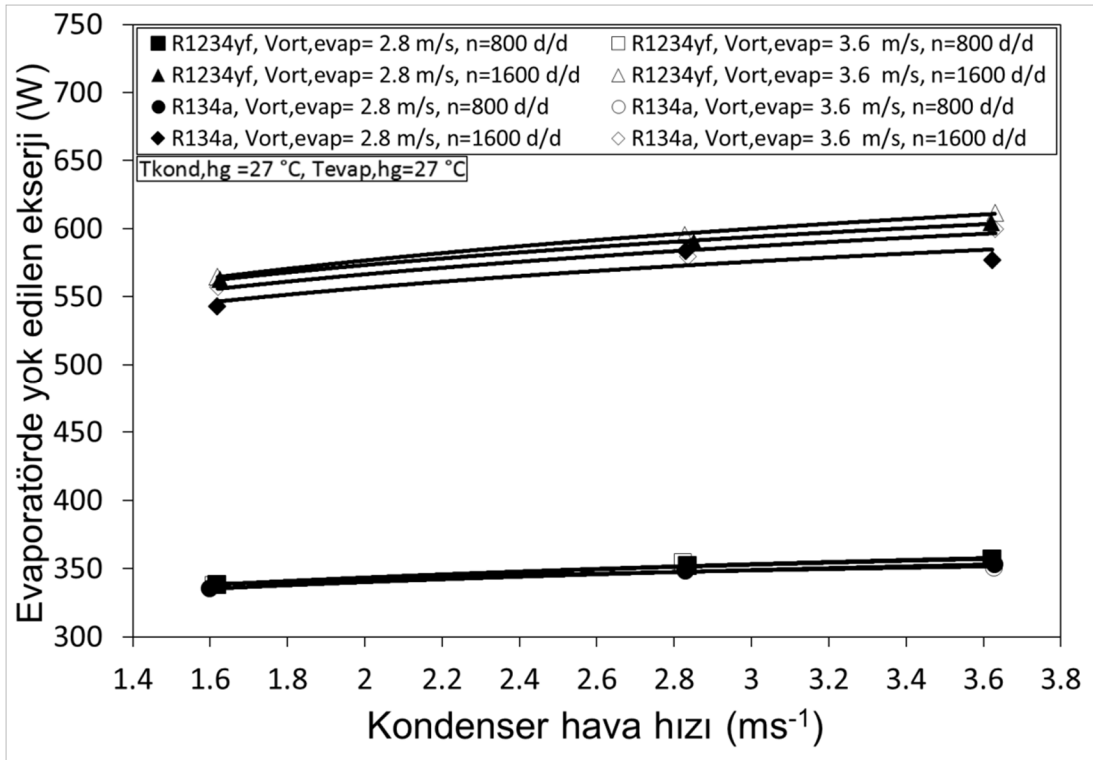
R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sistemindeki evaporatörden geçen hava akım hızı ve kompresör devrine bağlı olarak kompresör çıkış sıcaklığının kondenserden geçen hava akımının hızı ile değişimi, Şekil 6.44'de sunulmuştur. Kondenser giriş hava akım hızı artması ile birlikte yoğuşma sıcaklığının azalması sonucu kompresör çıkış sıcaklığı azalmaktadır. Bu azalma her iki soğutucu akışkan içinde kondenser hava akım hızının 1.6 m/s'den 3.6 m/s' ye olması ile yaklaşık % 5–7 arasındadır. Evaporatör giriş hava akım hızının artması ile buharlaşma sıcaklığının artmasına bağlı olarak yoğuşma sıcaklığının artışı kompresör çıkış sıcaklığı arttırmaktadır. Fakat bu artış evaporatör giriş hava akım hızının 2.8 m/s'den 3.6 m/s'ye artması ile her iki soğutucu akışkan için bu deney şartlarında sadece en fazla % 1'lik kompresör çıkış sıcaklığında bir artış oluşturduğu görülmektedir.



Şekil 6.45. R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sistemindeki evaporatörden geçen hava akım hızı ve kompresör devrine bağlı olarak evaporatör hava çıkış sıcaklığının kondenserden geçen hava akımının hızı ile değişimi. ( $T_{kond,hg} = 27\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{evap,hg} = 27\text{ }^{\circ}\text{C}$ )

R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sistemindeki evaporatörden geçen hava akım hızı ve kompresör devrine bağlı olarak evaporatör hava çıkış sıcaklığının kondenserden geçen hava akımının hızı ile değişimi, Şekil

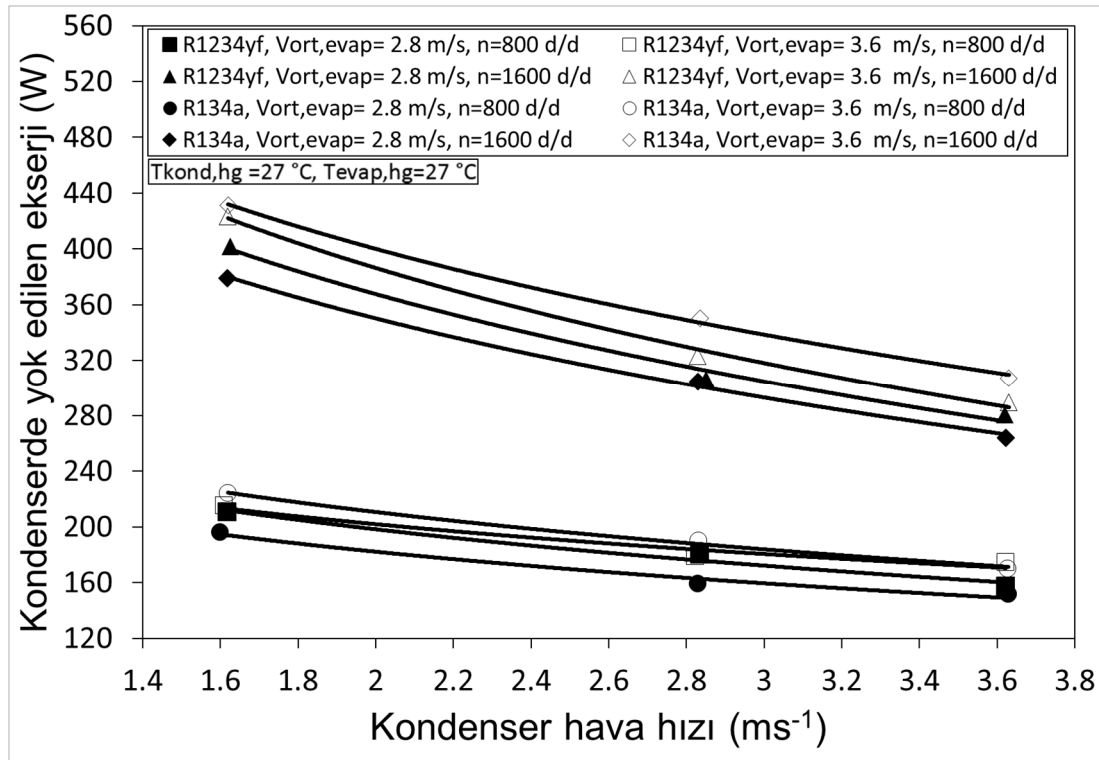
6.45’de verilmiştir. Kondenser giriş hava akım hızı artması ile yoğuşma sıcaklığının azalmasına bağlı olarak buharlaşma sıcaklığının azalması sonucu evaporatör çıkış hava akım sıcaklığı azalmaktadır. Bu azalma kondenser hava akım hızının 1.6 m/s’den 3.6 m/s’ye olması ile R1234yf soğutucu akışkanı için yaklaşık % 3–7 arasında, R134a soğutucu akışkanı içinde yaklaşık % 8–17 arasında olduğu görülmektedir. Evaporatör giriş hava akım hızı artması ile buharlaşma sıcaklığının artması sonucu evaporatör çıkış hava akım sıcaklığı artmaktadır. Bu artış evaporatör giriş hava akım hızının 2.8 m/s’den 3.6 m/s’ye olması ile R1234yf soğutucu akışkanı için kompresör devrine bağlı olarak yaklaşık % 19–22 arasında artar iken R134a soğutucu akışkanlı sistemde yaklaşık % 4–6 arasında artmaktadır. Kompresör devrinin artması ile her iki soğutucu akışkan için evaporatör çıkış hava akımı sıcaklığı % 20–30 arasında azalmaktadır.



Şekil 6.46. R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sistemindeki evaporatörden geçen hava akım hızı ve kompresör devrine bağlı olarak evaporatörde yok edilen ekserjinin kondenserden geçen hava akımının hızı ile değişimi. ( $T_{kond,hg} = 27 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{evap,hg} = 27 \text{ }^{\circ}\text{C}$ )

R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sistemindeki evaporatörden geçen hava akım hızı ve kompresör devrine bağlı olarak evaporatörde

yok edilen ekserjinin kondenserden geçen hava akımının hızı ile değişimi, Şekil 6.46'da görülmektedir. Kondenser ile evaporatör giriş hava akım hızı ve kompresör devri artması ile her iki soğutucu akışkan için evaporatörde yok edilen ekserji artmaktadır. Kondenser hava akım hızı artması ile yoğuşma sıcaklığındaki azalış buharlaşma sıcaklığında azaltacağı için soğutucu akışkan ile hava akımı arasındaki sıcaklık farkını arttırmasına bağlı olarak evaporatörde yok edilen ekserjiyi attırmaktadır. Bu artış kondenser hava akım hızının 1.6 m/s'den 3.6 m/s'ye olması ile her iki soğutucu akışkanı için yaklaşık olarak % 5–8 arasında olduğu görülmektedir. Evaporatör giriş hava akım hızının artması ile yok edilen ekserjinin azalmasına neden olan buharlaş sıcaklığının yükselmesine karşın hem havanın kütsel debisinin hem de Şekil 6.43'e göre soğutucu akışkan debisinin artması evaporatörde yok edilen ekserjinin her iki soğutucu akışkan için de çok az yükselmesine neden olmaktadır.

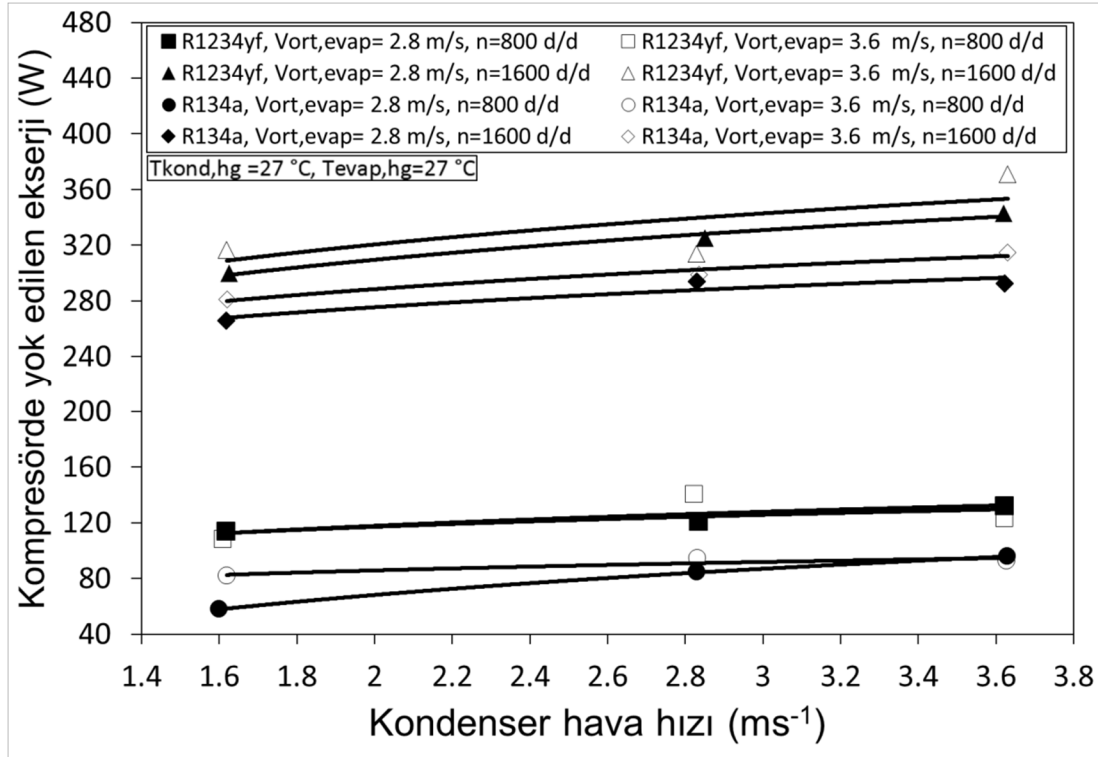


Şekil 6.47. R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sistemindeki evaporatörden geçen hava akım hızı ve kompresör devrine bağlı olarak kondenserde yok edilen ekserjinin kondenserden geçen hava akımının hızı ile değişimi. ( $T_{kond,hg} = 27 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $T_{evap,hg} = 27 \text{ }^\circ\text{C}$ )

R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sistemindeki evaporatörden geçen hava akım hızı ve kompresör devrine bağlı olarak kondenserde yok edilen ekserjinin kondenserden geçen hava akımının hızı ile değişimi, Şekil

6.47’de verilmiştir. Kondenser hava akım hızının artması ile yoğuşma sıcaklığının azalmasına bağlı olarak giriş hava akım sıcaklığı ile soğutucu akışkan arasındaki sıcaklık farkı azalmaktadır. Bu azalma sonucu kondenserde yok edilen ekserji azalmaktadır. Şekil 6.47 incelendiği zaman kompresör hızının yüksek olduğu durumunda kondenser giriş hava akım hızının artması ile her iki soğutucu akışkan için kondenserde yok edilen ekserji yaklaşık olarak % 30 azalmaktadır. Kompresör devrinin düşük olduğu durumlarda ise kondenser giriş hava akım hızının artması ile yaklaşık olarak her iki soğutucu akışkan için kondenserde yok edilen ekserji % 23 azalmaktadır. Evaporatör giriş hava akım sıcaklığının artması ile buharlaşma sıcaklığının artmasına bağlı olarak yoğuşma sıcaklığı artmaktadır. Yoğuşma sıcaklığının artması sonucu kondenser giriş hava akımı sıcaklığı ile soğutucu akışkan arasındaki sıcaklık farkı artmaktadır. Bu artış kondenserden yok edilen ekserjiyi arttırmaktadır. Evaporatör giriş hava akım hızının artması ile R1234yf soğutucu akışkanlı sistemde yaklaşık olarak % 2–5 arasında, R134a’lı sistemde ise yaklaşık olarak % 12–20 arasında kondenserde yok edilen ekserji artmaktadır. Kompresör devrinin 800 d/d’dan 1600 d/d’ya artması ile R1234yf soğutucu akışkanlı sistemde yaklaşık olarak % 66–90 arasında, R134a soğutucu akışkanlı sistemde ise yaklaşık olarak % 74–94 arasında kondenserde yok edilen ekserji artmaktadır.

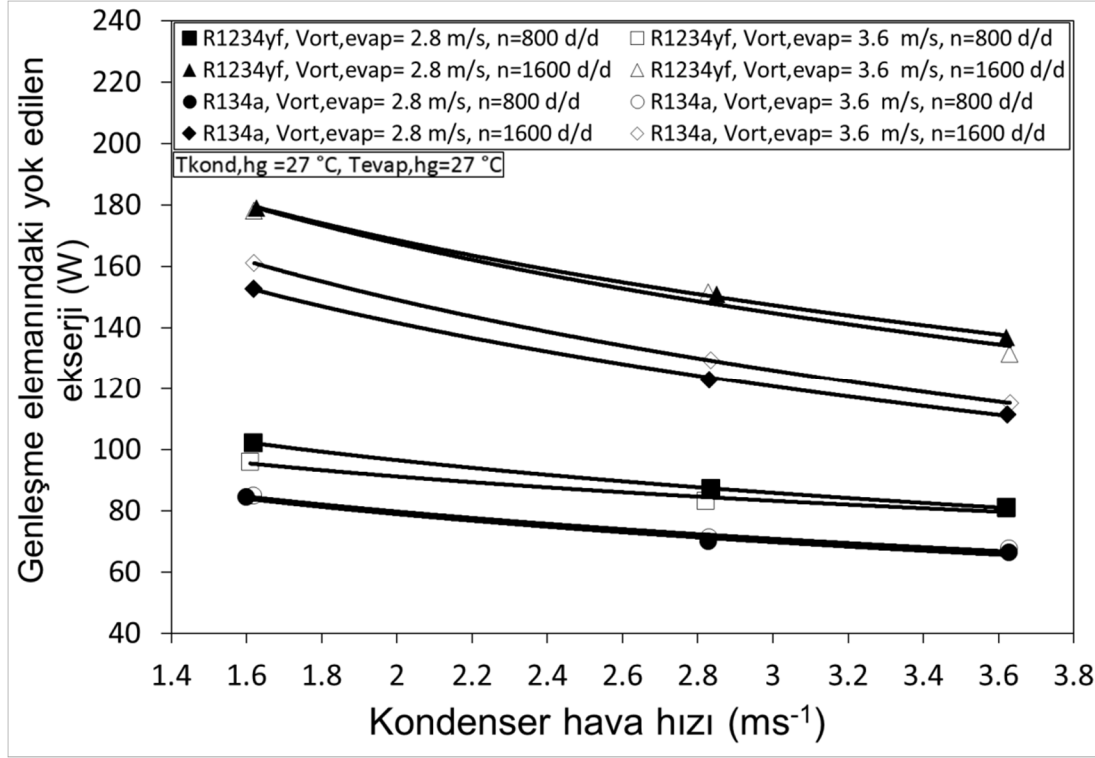
R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sistemindeki evaporatörden geçen hava akım hızı ve kompresör devrine bağlı olarak kompresörde yok edilen ekserjinin kondenserden geçen hava akımının hızı ile değişimi, Şekil 6.48’de sunulmuştur. Kondenser hava akım hızı artması ile R1234yf soğutucu akışkanlı sistemde % 14–17 arasında R134a soğutucu akışkanlı sistemde ise yaklaşık % 10–15 kompresörde yok edilen ekserji artmaktadır. Evaporatör hava akım hızının artması ile çok hafif olarak her iki soğutucu akışkanlı sistemde kompresörde yok edilen ekserji artmaktadır. Kompresör devrini artması ile kompresörde yok edilen ekserjinin artmakta olduğu görülmektedir.



Şekil 6.48. R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sistemindeki evaporatörden geçen hava akım hızı ve kompresör devrine bağlı olarak kompresörde yok edilen ekserjinin kondenserden geçen hava akımının hızı ile değişimi. ( $T_{kond,hg}=27\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{evap,hg}=27\text{ }^{\circ}\text{C}$ )

R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sistemindeki evaporatörden geçen hava akım hızı ve kompresör devrine bağlı olarak genişleme elemanında yok edilen ekserjinin kondenserden geçen hava akımının hızı ile değişimi, Şekil 6.49'da verilmiştir. Kondenser hava akım hızının artması ile Şekil 6.43 incelenir ise soğutucu akışkan debisi azalmasına bağlı olarak genişleme elemanındaki yok edilen ekserji azalmaktadır. Kondenser hava akımı hızının 1.6 m/s'ye den 3.6 m/s'ye artması ile R134a soğutucu akışkanlı sistemin genişleme elemanındaki yok edilen ekserji yaklaşık % 20–29 azalır iken R1234yf soğutucu akışkanlı sistemde yaklaşık % 16–26 arasında azaldığı görülmektedir. Evaporatör giriş hava akım hızının değişimi genişleme elemanındaki yok edilen ekserjiyi çok az etkilediği görülmektedir. Kompresör hızı artması ile genişleme elemanın dar kesitinden geçen soğutucu akışkan debisinin artması yok edilen ekserjiyi arttırmaktadır. Kompresör devrinin 800 d/d'dan 1600 d/d'ya artması ile R1234yf soğutucu akışkanlı sistemde yaklaşık olarak % 63–86 arasında R134a soğutucu

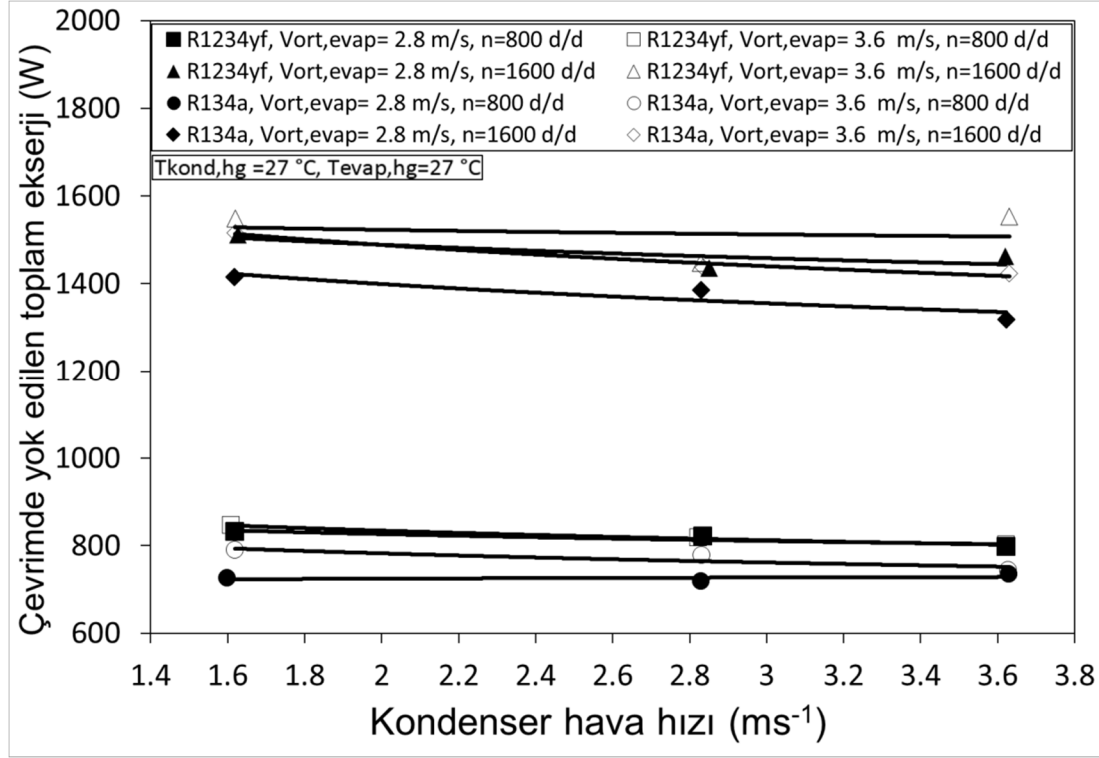
akışkanlı sistemde ise yaklaşık olarak % 68–90 arasında genişleme elemanında yok edilen ekserji artmaktadır.



Şekil 6.49. R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sistemindeki evaporatörden geçen hava akım hızı ve kompresör devrine bağlı olarak genişleme elemanında yok edilen ekserjinin kondenslerden geçen hava akımının hızı ile değişimi. ( $T_{kond,hg} = 27\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{evap,hg} = 27\text{ }^{\circ}\text{C}$ )

R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sistemindeki evaporatörden geçen hava akım hızı ve kompresör devrine bağlı olarak çevrimde yok edilen toplam ekserjinin kondenslerden geçen hava akımının hızı ile değişimi, Şekil 6.50'de görülmektedir. Evaporatör hava akım hızı ile kompresör devri artması ile her iki soğutucu akışkan içinde çevrimde yok edilen toplam ekserji artmaktadır. Fakat kondenser hava akım hızı artması ile her iki soğutucu akışkan içinde çevrimde yok edilen toplam ekserji azalmaktadır. Kondenser hava akım hızı 1.6 m/s'ye den 3.6 m/s'ye artması ile her iki soğutucu akışkan içinde çevrimde yok edilen toplam ekserji yaklaşık olarak % 4–5 azaldığı görülmektedir. Evaporatör giriş hava akım hızının 2.8 m/s'den 3.6 m/s'ye ye artması ile R1234yf soğutucu akışkanı için çevrimde yok edilen toplam ekserji olarak yaklaşık % 1–2 arasında artar iken R134a soğutucu akışkanlı sistemde yaklaşık % 7 arasında artmaktadır. Kompresör devrinin 800

d/d'dan 1600 d/d'ya artması ile her iki soğutucu akışkanlı sistemde yaklaşık olarak % 75–95 arasında çevrimde yok edilen toplam ekserji artmaktadır.



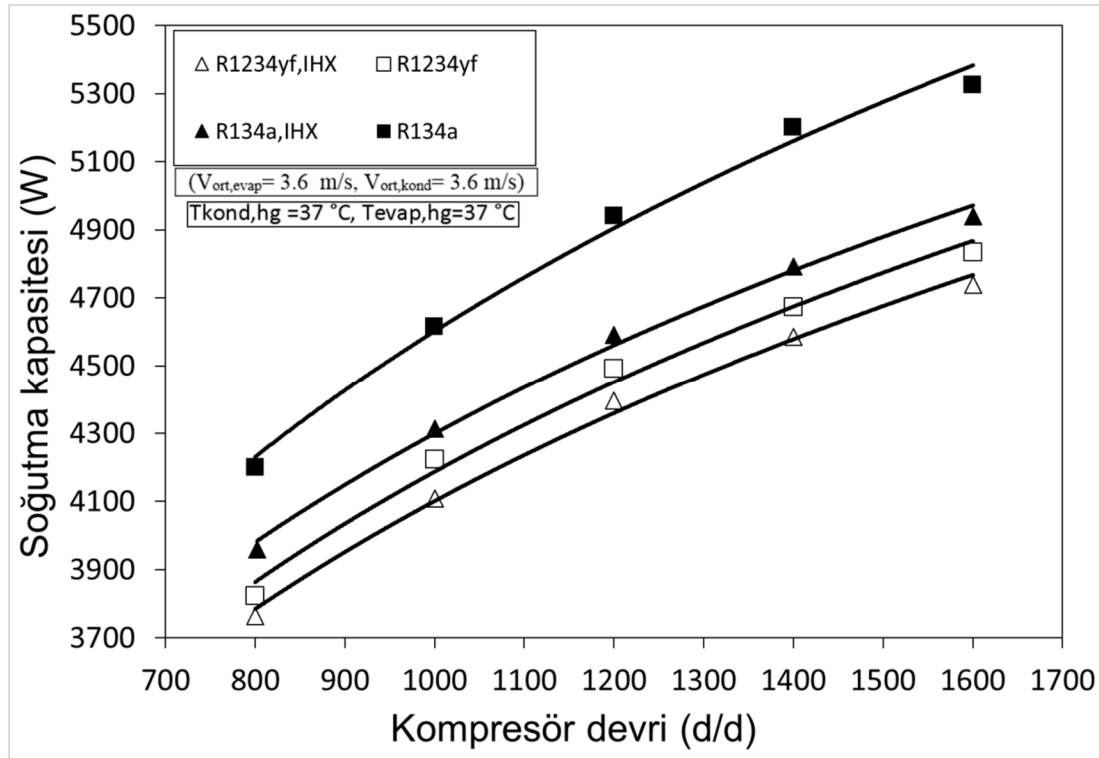
Şekil 6.50. R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sistemindeki evaporatörden geçen hava akımı hızı ve kompresör devrine bağlı olarak çevrimde yok edilen toplam ekserjinin kondenslerden geçen hava akımının hızı ile değişimi. ( $T_{kond,hg} = 27 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{evap,hg} = 27 \text{ }^{\circ}\text{C}$ )

### 6.5. Soğutucu Akışkan Olarak R1234yf ve R134a Kullanılan Otomobil Klima Sistemlerinde İç Isı Değiştiricisi Kullanılmasının Performansa Etkisinin Sonuçlarının Deneysel Olarak Karşılaştırılması

Bu bölümde, Soğutucu akışkan olarak R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sisteminin iç ısı değiştiricili ile iç ısı değiştiricisiz kullanımların hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak performans parametrelerinin kompresör devri ile değişimi, Şekil 6.51–6.62’de verilmiştir. Bu şekillerde kondenser ve evaporatör giriş hava akım sıcaklıkları  $T_{kond,hg} = 37 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{evap,hg} = 37 \text{ }^{\circ}\text{C}$  olarak tutulmuştur. Ayrıca kompresör devirleri 200 d/d arttırılarak 800 - 1600 d/d devirlerinde ve evaporatör ile kondenser üzerinden geçen hava akımı hızı  $V_{ort} = 3.6 \text{ m/s}$  değerinde tutturularak deneyler gerçekleştirilmiştir.

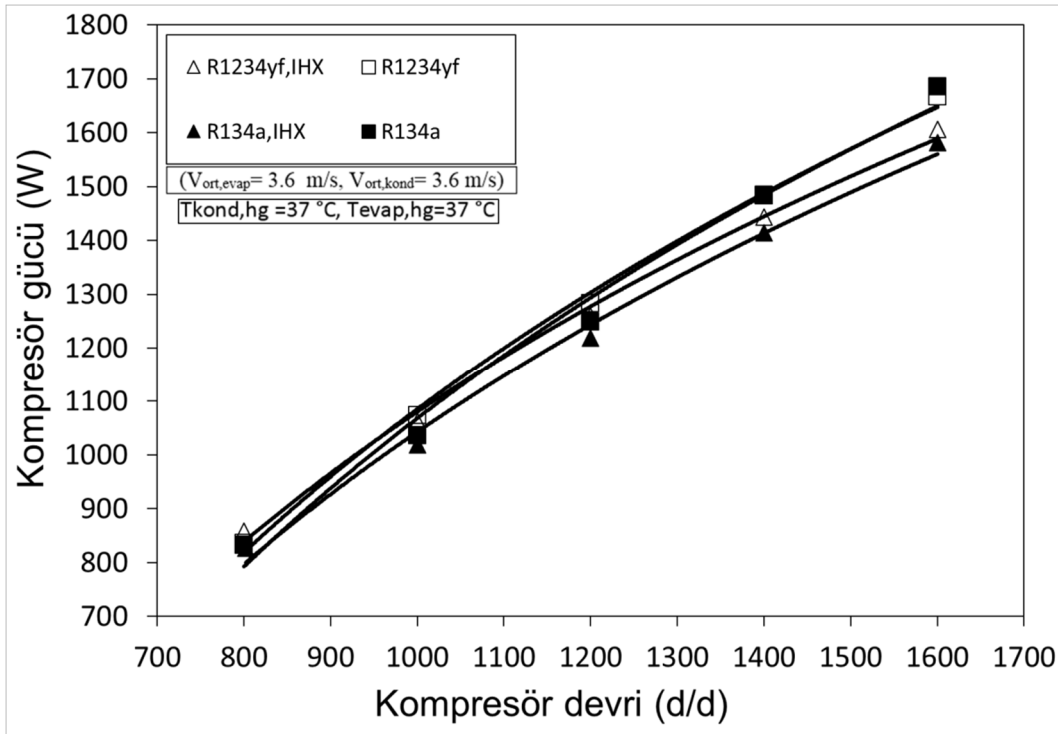


R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sisteminin iç ısı değiştiricili ile iç ısı değiştirgeçsiz kullanımlarının hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak soğutma kapasitesinin kompresör devri ile değişimi, Şekil 6.51'de verilmiştir. R1234yf ve R134a soğutucu akışkanlı sistemlere eklenecek olan iç ısı değiştirici soğutma kapasitesini düşürmektedir. Her iki sisteme de eklenen iç ısı değiştirici sıvı hattındaki soğutucu akışkanın sıcaklığını düşürmektedir. Bunun sonucunda soğutucu akışkan entalpisi azalmaktadır. Soğutucu akışkanların azalan entalpisi soğutma kapasitesini düşürmektedir. Aynı zamanda Şekil 6.55'e göre iç ısı değiştirici eklenmiş her iki sistemde de dolaşan soğutucu akışkan debisi azalmaktadır. R134a soğutucu akışkanlı sisteme eklenen iç ısı değiştiricisi yaklaşık olarak % 7 soğutma kapasitesini azaltmaktadır. R1234yf soğutucu akışkanlı sisteme eklenen iç ısı değiştiricisi ise yaklaşık olarak soğutma kapasitesini % 2 azaltmaktadır.



Şekil 6.51. R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sistemindeki iç ısı değiştiricili ile iç ısı değiştirgeçsiz kullanımlarının hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak soğutma kapasitesinin kompresör devri ile değişimi. ( $T_{kond,hg} = 37\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{evap,hg} = 37\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) ( $V_{ort,evap} = 3.6\text{ m/s}$ ,  $V_{ort,kond} = 3.6\text{ m/s}$ )

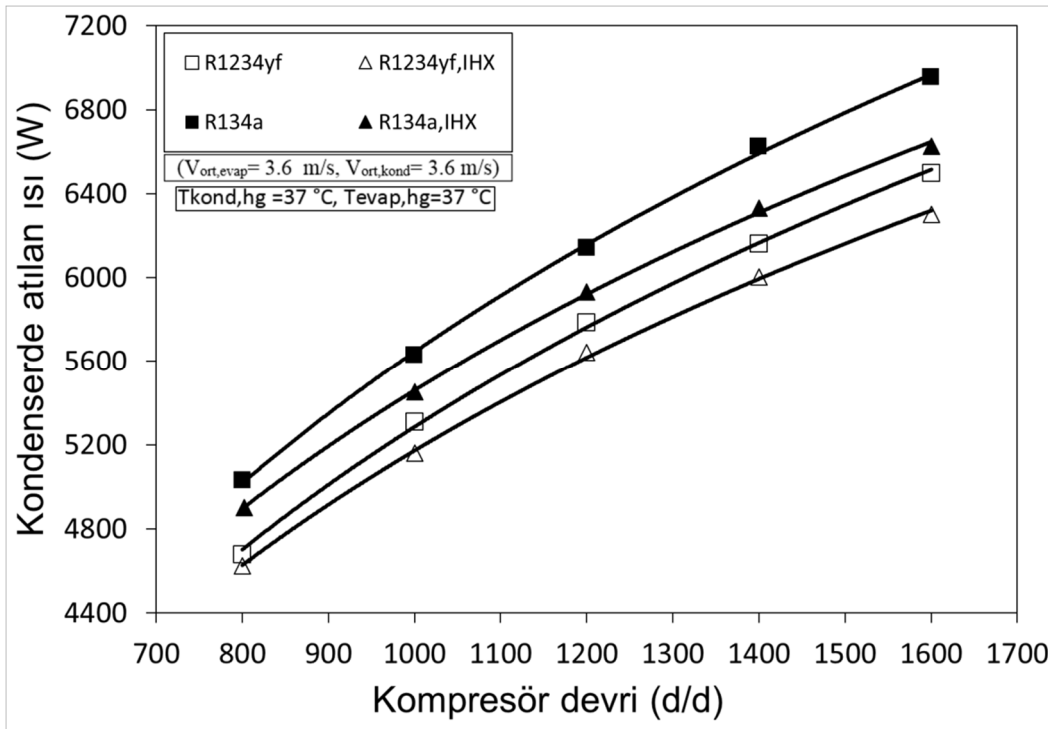
R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sistemindeki iç ısı değiştiricili ile iç ısı değiştirgeçsiz kullanımlarının hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak kompresör gücünün kompresör devri ile değişimi, Şekil 6.52’de sunulmuştur. Her iki soğutucu akışkanlı sistem içinde düşük kompresör devirlerinde iç ısı değiştiricisinin etkisi çok görülmemektedir. Fakat kompresör devrinin artması ile iç ısı değiştiricisinin kompresör gücünü azalttığı görülmektedir. Kompresör devrinin artması ile iç ısı değiştiricisi eklenmiş her iki soğutucu akışkanlı sistemde de yaklaşık olarak % 2 daha az kompresör gücü olduğu görülmektedir.



Şekil 6.52. R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sistemindeki iç ısı değiştiricili ile iç ısı değiştirgeçsiz kullanımlarının hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak kompresör gücünün kompresör devri ile değişimi. ( $T_{kond,hg} = 37 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{evap,hg} = 37 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ) ( $V_{ort,evap} = 3.6 \text{ m/s}$ ,  $V_{ort,kond} = 3.6 \text{ m/s}$ )

R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sistemindeki iç ısı değiştiricili ile iç ısı değiştirgeçsiz kullanımlarının hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak kondenserden atılan ısının kompresör devri ile değişimi, Şekil 6.53’de görülmektedir. Her iki soğutucu akışkanlı sistem içinde iç ısı değiştiricisinin kondenserden atılan ısıyı azalttığı görülmektedir. Fakat kompresör devrinin artması ile iç ısı değiştiricisinin kompresör gücünü azalttığı

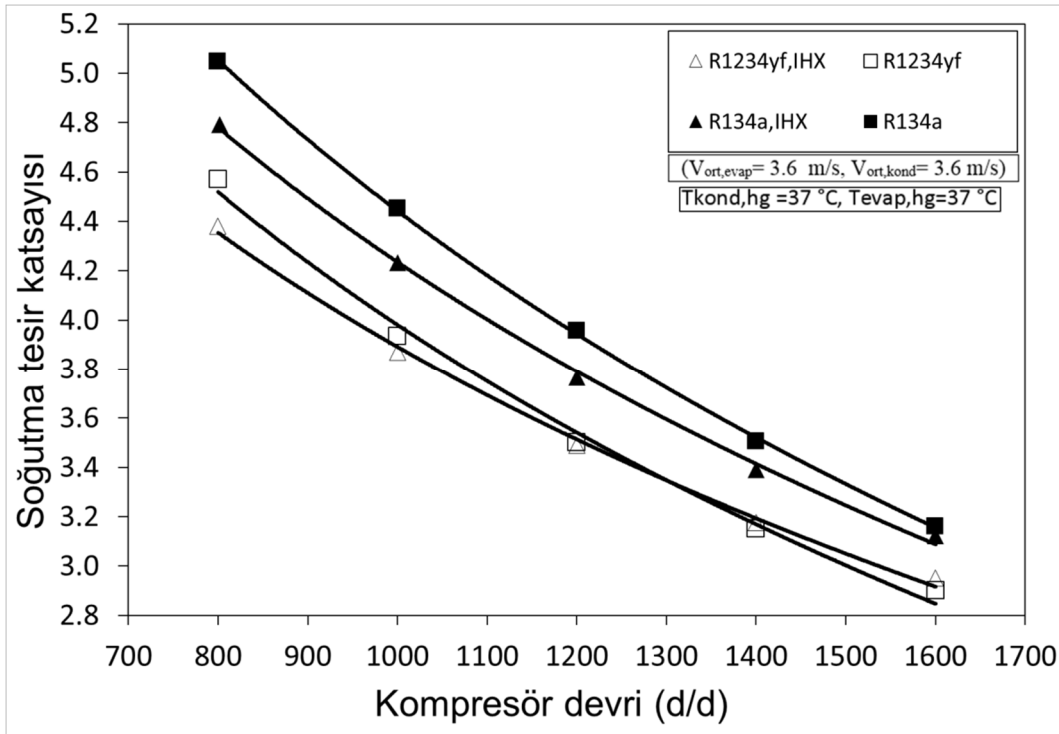
görülmektedir. Her iki soğutucu akışkanlı sistemde de iç ısı değiştiricisinin eklenmesi ile Şekil 6.55 göz önüne alınır ise sistemde dolaşan soğutucu akışkanın azalmasına bağlı olarak kondenserden atılan ısı azalmaktadır. R1234yf soğutucu akışkanlı sisteme iç ısı değiştiricisi eklenmesi ile kondenserden atılan ısının % 3 azaldığı görülmektedir. R134a soğutucu akışkanlı sisteme iç ısı değiştiricisinin eklenmesi ile de kondenserden atılan ısının % 4 azaldığı görülmektedir. R134a soğutucu akışkanlı sistem R1234yf soğutucu akışkanlı sisteme göre % 10 daha fazla kondenserden atılan ısıya sahip iken, her iki sisteme iç ısı değiştiricisi eklendiği zaman R134a soğutucu akışkanlı sistem R1234yf soğutucu akışkanlı sisteme göre %5 daha fazla kondenserden atılan ısıya sahip olduğu görülmektedir.



Şekil 6.53. R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sistemindeki iç ısı değiştiricili ile iç ısı değiştirgeçsiz kullanımlarının hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak kondenserden atılan ısının kompresör devri ile değişimi. ( $T_{kond,hg} = 37 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{evap,hg} = 37 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ) ( $V_{ort,evap} = 3.6 \text{ m/s}$ ,  $V_{ort,kond} = 3.6 \text{ m/s}$ )

R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sistemindeki iç ısı değiştiricili ile iç ısı değiştirgeçsiz kullanımlarının hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak soğutma tesir katsayısının kompresör devri ile değişimi, Şekil 6.54'de verilmiştir. STK soğutma kapasitesinin kompresör gücüne oranıdır. Özellikle düşük kompresör devirlerinde Şekil 6.51 ve Şekil 6.52

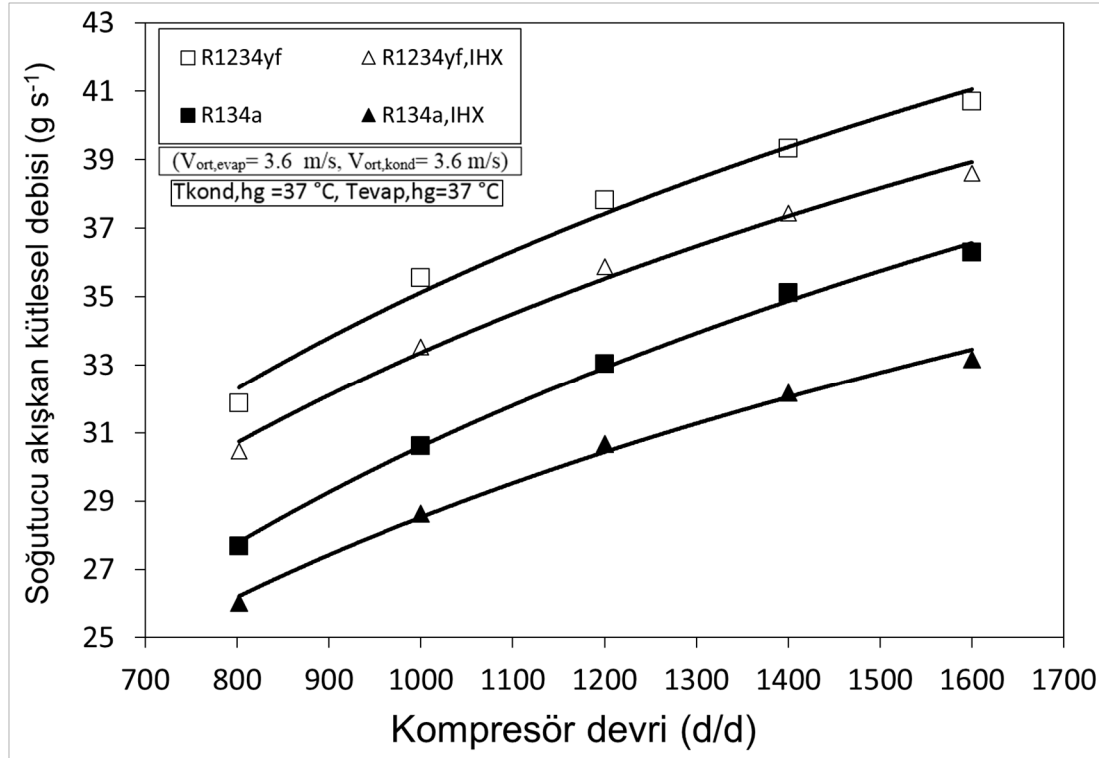
incelenir ise her iki soğutucu akışkanlı sisteme eklenen iç ısı değiştiricisi soğutma kapasitesini azaltmakta kompresör gücünde görülür bir değişim sağlamamaktadır. Bu durumda düşük kompresör devirlerinde her iki soğutucu akışkanlı sisteme eklenen iç ısı değiştiricisi STK'yı düşürmektedir. Kompresör devrinin artması ile Şekil 6.52 incelenir ise her iki soğutucu akışkanlı sistemde iç ısı değiştiricisi kompresör gücünü azaltıcı etki göstermektedir. Bu sayede STK her iki soğutucu akışkanlı sistemde iç ısı değiştiricisi eklenmesi ile STK iç ısı değiştiricisiz çalışma STK'sına yaklaşmaktadır. Ayrıca STK, R1234yf soğutucu akışkanlı sistemde artan kompresör devri ile daha iyi sonuç vermektedir.



Şekil 6.54. R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sistemindeki iç ısı değiştiricili ile iç ısı değiştirirgeçsiz kullanımlarının hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak soğutma tesir katsayısının kompresör devri ile değişimi. ( $T_{kond,hg} = 37 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{evap,hg} = 37 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ) ( $V_{ort,evap} = 3.6 \text{ m/s}$ ,  $V_{ort,kond} = 3.6 \text{ m/s}$ )

R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sistemindeki iç ısı değiştiricili ile iç ısı değiştirirgeçsiz kullanımlarının hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak soğutucu akışkan kütleli debisinin kompresör devri ile değişimi, Şekil 6.55'de sunulmuştur. R1234yf ve R134a soğutucu akışkanlı sisteme eklenen iç ısı değiştiricisi kompresör girişindeki soğutucu akışkan sıcaklığının yükselmesine bağlı olarak soğutucu akışkan yoğunlukları

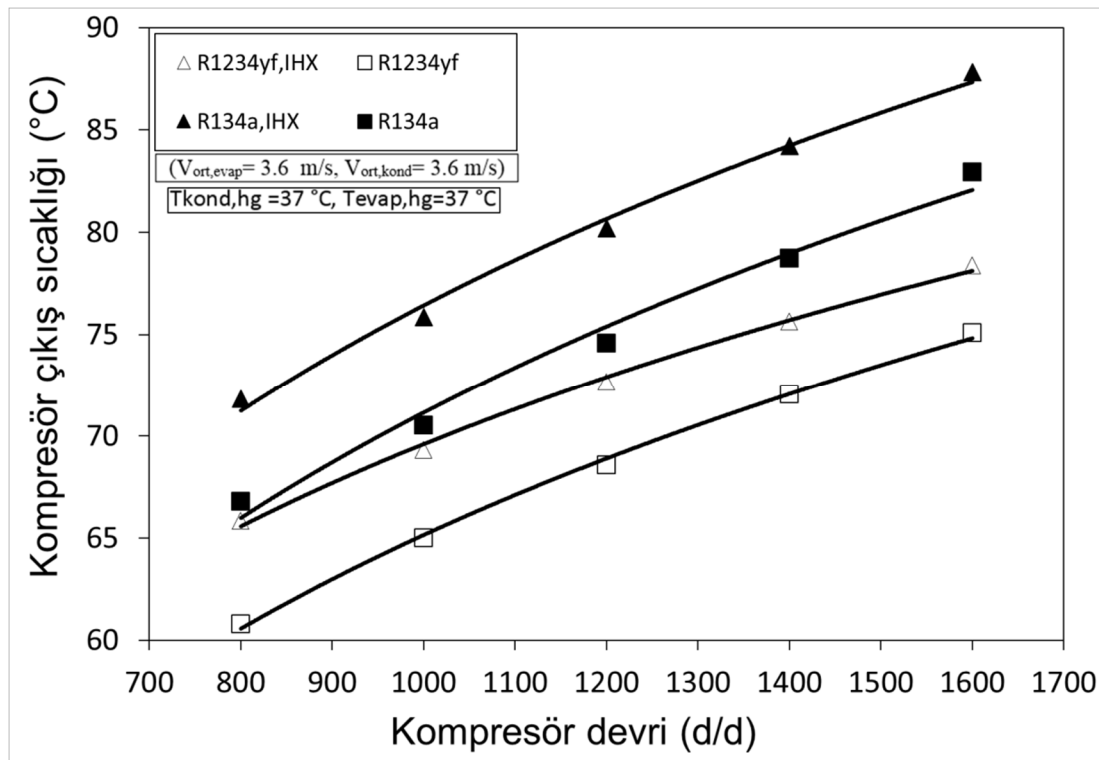
düşmektedir. Bunun sonucu olarak kompresör volümetrik verimlerinin düşmesine sebep olmakta ve soğutucu akışkan kütleli debileri düşmektedir. R1234yf soğutucu akışkanlı sisteme eklenen iç ısı değiştiricisi soğutucu akışkan debisini yaklaşık olarak % 4–6 düşürmektedir. R134a soğutucu akışkanlı sisteme eklenen iç ısı değiştiricisi ise soğutucu akışkan debisini yaklaşık olarak % 6–9 düşürmektedir. R1234yf soğutucu akışkanlı sistem R134a soğutucu akışkanlı sisteme göre iç değiştirici eklenmeden yaklaşık olarak % 11–14 daha fazla soğutucu akışkan debisine sahip iken iç ısı değiştiricisi eklendiği zaman yaklaşık olarak % 14–15 daha fazla soğutucu akışkan debisine sahip olduğu görülmektedir.



Şekil 6.55. R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sistemindeki iç ısı değiştiricili ile iç ısı değiştirgeçsiz kullanımlarının hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak soğutucu akışkan kütleli debisinin kompresör devri ile değişimi. ( $T_{kond,hg}=37\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{evap,hg}=37\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) ( $V_{ort,evap}=3.6\text{ m/s}$ ,  $V_{ort,kond}=3.6\text{ m/s}$ )

R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sistemindeki iç ısı değiştiricili ile iç ısı değiştirgeçsiz kullanımlarının hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak kompresör çıkış sıcaklığının kompresör devri ile değişimi, Şekil 6.56'da görülmektedir. R1234yf ve R134a soğutucu akışkanlı sisteme eklenen iç ısı değiştirici kompresör girişindeki soğutucu akışkan

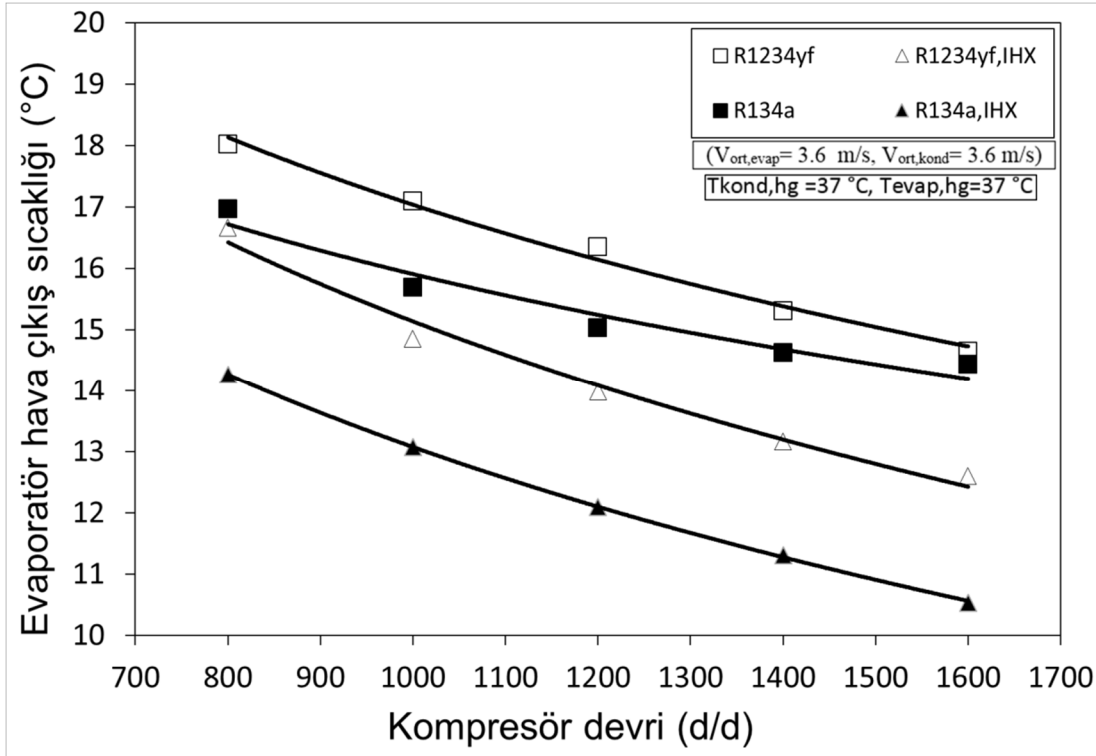
sıcaklığının arttırmasına bağlı olarak kompresör çıkışındaki soğutucu akışkan sıcaklığını arttırmaktadır. R1234yf soğutucu akışkanlı sisteme eklenen iç ısı değiştiricisi soğutucu akışkan kompresör çıkış sıcaklığını yaklaşık olarak % 4–8 arttırmaktadır. R134a soğutucu akışkanlı sisteme eklenen iç ısı değiştiricisi ise soğutucu akışkan kompresör çıkış sıcaklığını yaklaşık olarak % 6–8 arttırmaktadır. R1234yf soğutucu akışkanlı sistem R134a soğutucu akışkanlı sisteme göre iç değiştirici eklenmeden ve eklendiği zaman yaklaşık olarak % 9–12 arasında daha fazla soğutucu akışkan kompresör çıkış sıcaklığına sahip olduğu görülmektedir.



Şekil 6.56. R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sistemindeki iç ısı değiştiricili ile iç ısı değiştirgeçsiz kullanımlarının hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak kompresör çıkış sıcaklığının kompresör devri ile değişimi. ( $T_{kond,hg} = 37 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{evap,hg} = 37 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ) ( $V_{ort,evap} = 3.6 \text{ m/s}$ ,  $V_{ort,kond} = 3.6 \text{ m/s}$ )

R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sistemindeki iç ısı değiştiricili ile iç ısı değiştirgeçsiz kullanımlarının hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak evaporatör hava çıkış sıcaklığının kompresör devri ile değişimi, Şekil 6.57’de verilmiştir. R1234yf ve R134a soğutucu akışkanlı sisteme eklenen iç ısı değiştirici sıvı hattındaki soğutucu akışkanın sıcaklığını düşürmektedir. Bunun sonucunda genleşme elemanı çıkış sıcaklığı da

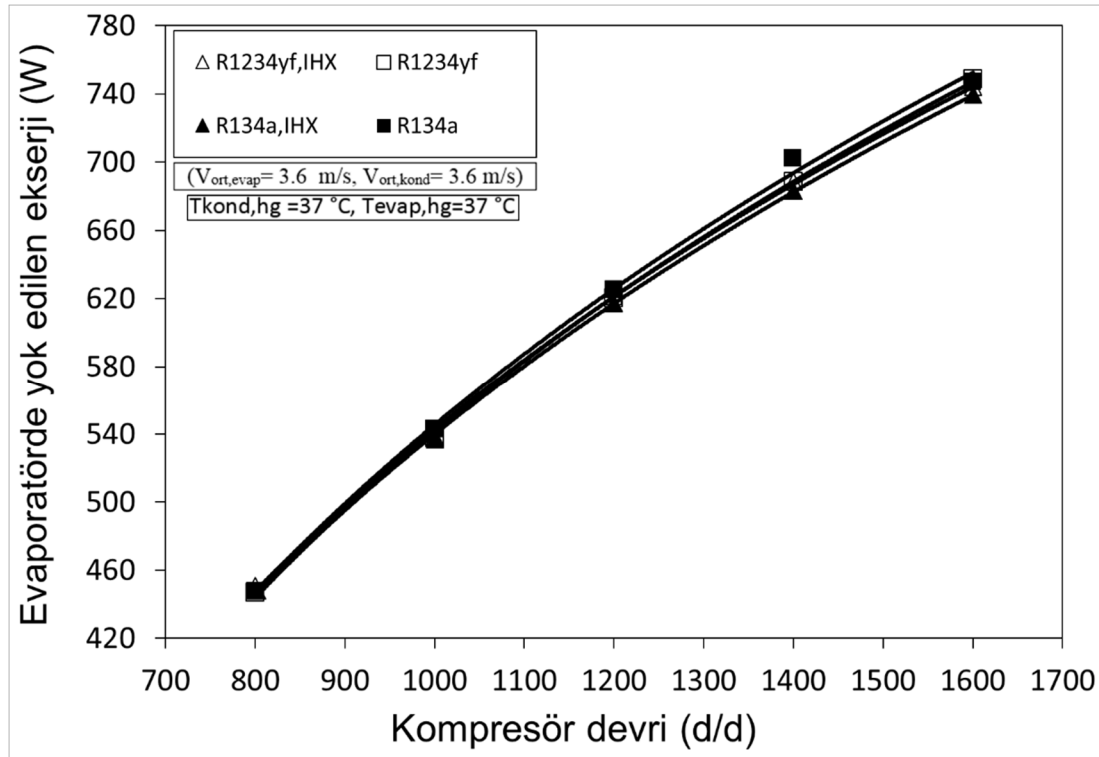
düşmekte ve dolayısıyla buharlaşma sıcaklığı azalmaktadır. Buharlaşma sıcaklığındaki azalma evaporatör yüzey sıcaklığındaki azalmaya neden olacaktır. R1234yf soğutucu akışkanlı sisteme eklenen iç ısı değiştiricisi evaporatör hava çıkış sıcaklığını yaklaşık olarak % 7–13 azaltmaktadır. R134a soğutucu akışkanlı sisteme eklenen iç ısı değiştiricisi ise evaporatör hava çıkış sıcaklığını yaklaşık olarak %16–27 azaltmaktadır. R1234yf soğutucu akışkanlı sistem R134a soğutucu akışkanlı sisteme göre iç ısı değiştirici eklenmeden yaklaşık olarak % 2–8 daha fazla evaporatör hava çıkış sıcaklığına sahip iken eklendiği zaman yaklaşık olarak %12–16 daha fazla evaporatör hava çıkış sıcaklığına sahip olduğu görülmektedir.



Şekil 6.57. R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sistemindeki iç ısı değiştiricili ile iç ısı değiştirgeçsiz kullanımlarının hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak evaporatör hava çıkış sıcaklığının kompresör devri ile değişimi. ( $T_{kond,hg}=37\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{evap,hg}=37\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) ( $V_{ort,evap}=3.6\text{ m/s}$ ,  $V_{ort,kond}=3.6\text{ m/s}$ )

R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sistemindeki iç ısı değiştiricili ile iç ısı değiştirgeçsiz kullanımlarının hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak evaporatörde yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi, Şekil 6.58’de görülmektedir. R1234yf ve R134a soğutucu akışkanlı sisteme eklenen iç ısı değiştirici evaporatörde yok edilen ekserjiyi

görünür şekilde değişiklik yapmadığı görülmektedir. Her iki soğutucu akışkanlı sistemde evaporatör buharlaşma basıncının eklenen iç ısı değiştirici ile azalması, hava akımı ile soğutucu akışkan arasındaki sıcaklık farkını arttırması nedeni ile yok edilen ekserjinin artması beklenirdi. Fakat Şekil 6.55 incelendiği zaman her iki soğutucu akışkanlı sistemde de soğutucu akışkan debisinin azalması evaporatörde yok edilen ekserjinin iç ısı değiştirici eklenmesi ile etkilenmemesinin nedeni olabilir.

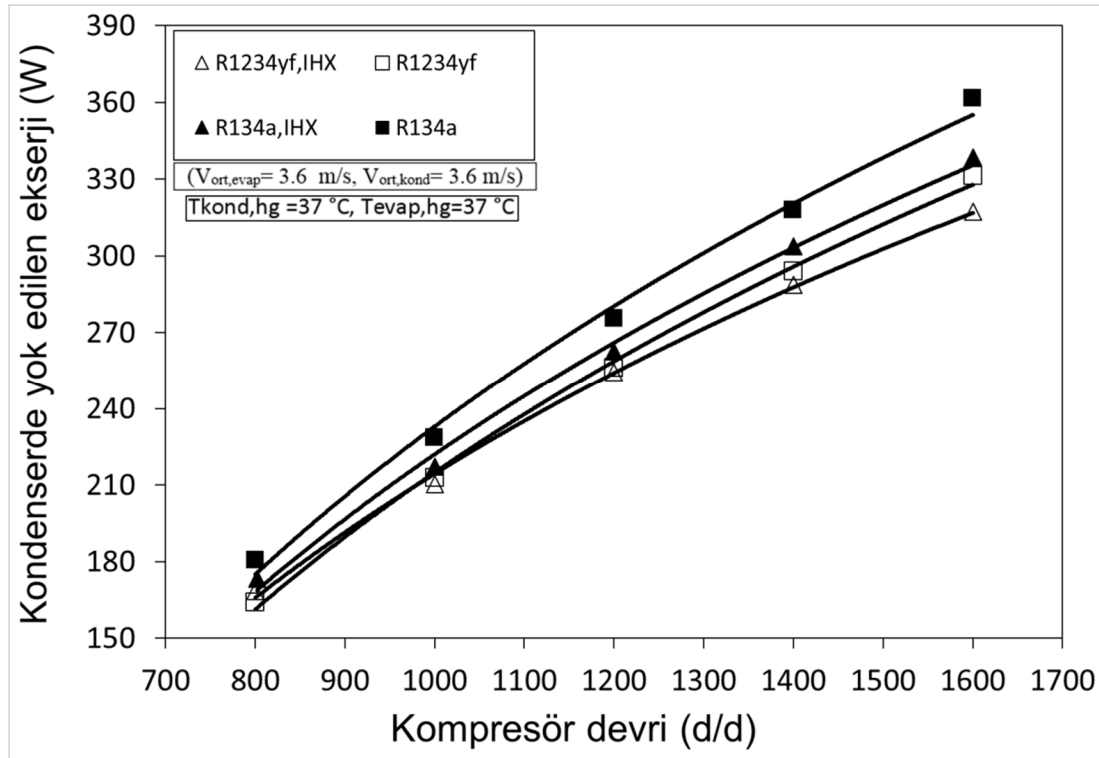


Şekil 6.58. R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sistemindeki iç ısı değiştiricili ile iç ısı değiştirgeçsiz kullanımlarının hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak evaporatörde yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi. ( $T_{kond,hg} = 37 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $T_{evap,hg} = 37 \text{ }^\circ\text{C}$ ) ( $V_{ort,evap} = 3.6 \text{ m/s}$ ,  $V_{ort,kond} = 3.6 \text{ m/s}$ )

R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sistemindeki iç ısı değiştiricili ile iç ısı değiştirgeçsiz kullanımlarının hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak kondenserde yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi, Şekil 6.59'da verilmiştir. R1234yf ve R134a soğutucu akışkanlı sistemlere eklenen iç ısı değiştirici özellikle kompresör devrinin artması ile kondenserde yok edilen ekserji azaltmakta olduğu görülmektedir. Şekil 6.56 incelendiği zaman her iki sisteme eklenen iç ısı değiştiricinin kompresör çıkış sıcaklığını yaklaşık ortalama olarak % 4–8 arasında arttırdığı görülmektedir. Bu



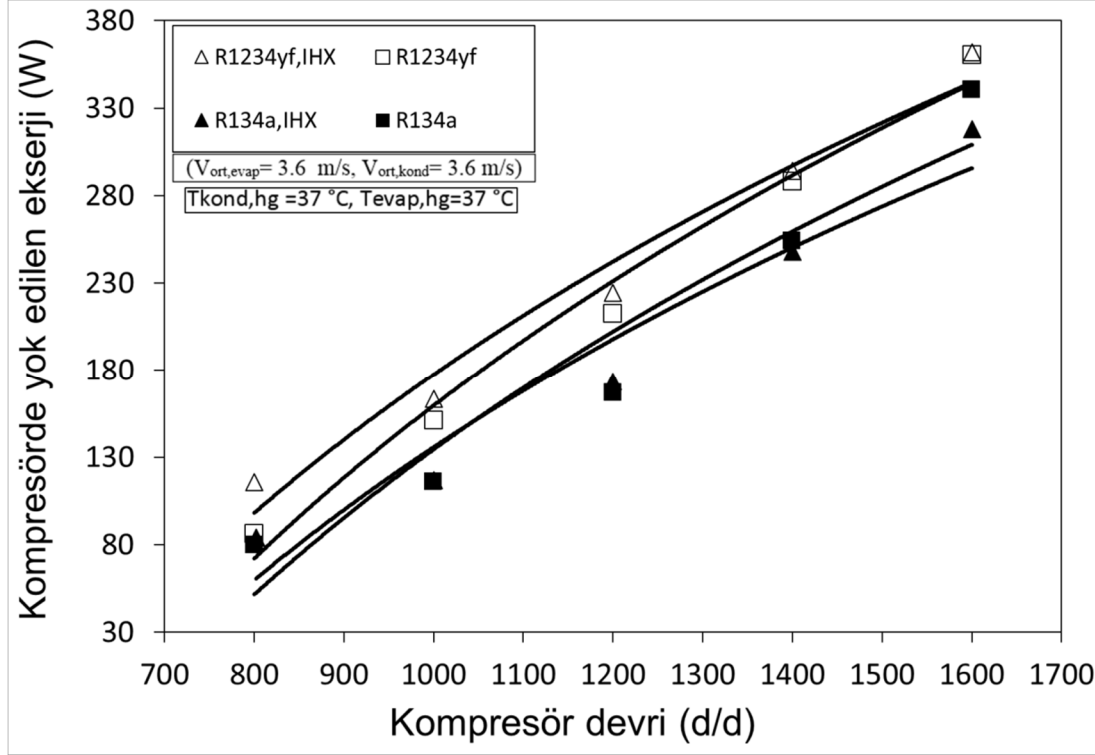
neden den dolayı yoğuşma sıcaklığının artması ile kondenser yüzeyinden geçen hava akımı ile soğutucu akışkan arasındaki sıcaklık farkının artması kondenserde yok edilen ekserjiyi arttırmayı beklenmektedir. Fakat her iki soğutucu akışkanlı sisteme eklenen iç ısı değiştiricisi Şekil 6. 55’de görüldüğü üzere her iki soğutucu akışkanın kütleli debisini % 4–9 arasında azaltması sonucu kondenserde yok edilen ekserji azalmaktadır.



Şekil 6.59. R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sistemindeki iç ısı değiştiricili ile iç ısı değiştirgeçsiz kullanımlarının hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak kondenserde yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi. ( $T_{kond,hg} = 37 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $T_{evap,hg} = 37 \text{ }^\circ\text{C}$ ) ( $V_{ort,evap} = 3.6 \text{ m/s}$ ,  $V_{ort,kond} = 3.6 \text{ m/s}$ )

R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sistemindeki iç ısı değiştiricili ile iç ısı değiştirgeçsiz kullanımlarının hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak kompresörde yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi, Şekil 6.60’da sunulmuştur. R1234yf ve R134a soğutucu akışkanlı sistemlere eklenen iç ısı değiştirici kompresörde yok edilen ekserji görünür şekilde etkilemediği görülmektedir. Her iki sisteme eklenen iç ısı değiştiricisi kompresör giriş ve çıkışındaki sıcaklıkları arttırdığı için aynı zamanda çevrimde dolaşan soğutucu akışkan kütleli debilerinin azalmasına bağlı olarak iç ısı

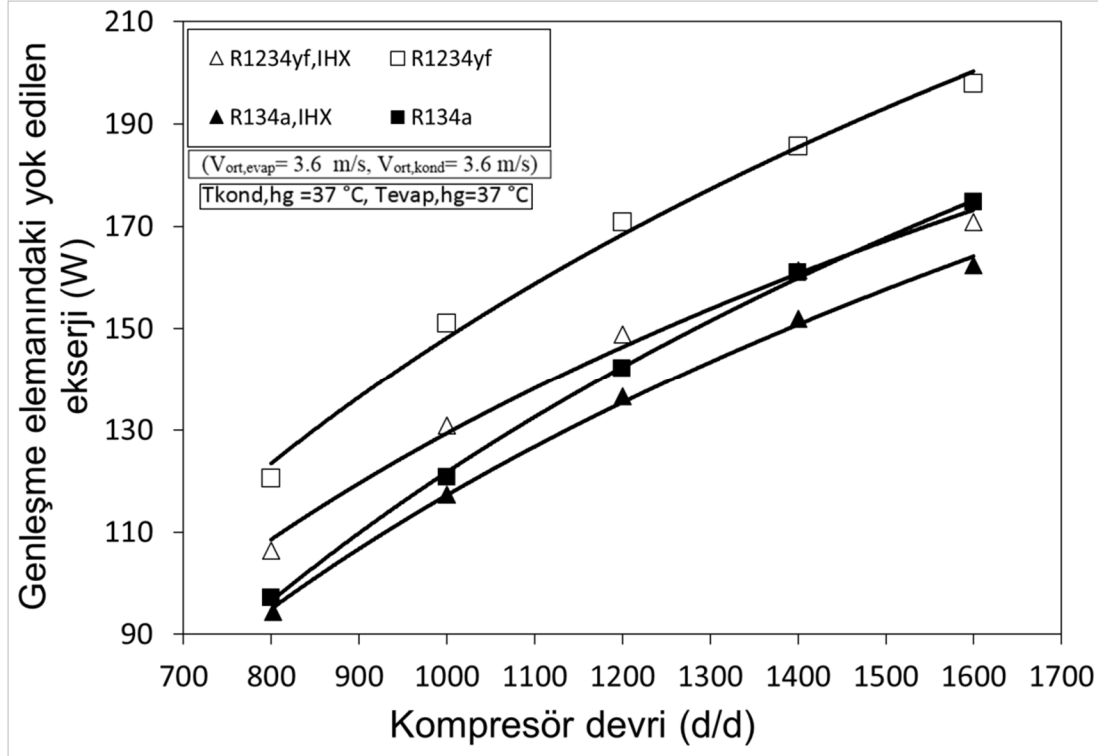
değiştiricisinin kompresörde yok edilen ekserji görünür bir şekilde etkisinin olmadığı görülmektedir.



Şekil 6.60. R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sistemindeki iç ısı değiştiricili ile iç ısı değiştirgeçsiz kullanımlarının hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak kompresörde yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi. ( $T_{kond,hg} = 37\text{ °C}$ ,  $T_{evap,hg} = 37\text{ °C}$ ) ( $V_{ort,evap} = 3.6\text{ m/s}$ ,  $V_{ort,kond} = 3.6\text{ m/s}$ )

R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sistemindeki iç ısı değiştiricili ile iç ısı değiştirgeçsiz kullanımlarının hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak genişleme elemanında yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi, Şekil 6.61'de görülmektedir. R1234yf ve R134a soğutucu akışkanlı sistemlere eklenen iç ısı değiştirici özellikle kompresör devrinin artması ile genişleme elemanındaki yok edilen ekserji azaltmakta olduğu görülmektedir. Her iki soğutucu akışkanlı sistemde de eklenen iç ısı değiştirici sıvı hattındaki soğutucu akışkanın sıcaklığını düşürmektedir. Bunun sonucunda genişleme elemanı giriş ve çıkışındaki sıcaklık farkının azalması genişleme elemanındaki yok edilen ekserjiyi azaltmaktadır. Aynı zamanda Şekil 6.55'de görüldüğü üzere her iki soğutucu akışkanlı sisteme iç ısı değiştiricinin eklenmesi sonucu çevrimde dolaşan soğutucu akışkan kütleli debileri azalmaktadır. Soğutucu akışkanların kütleli

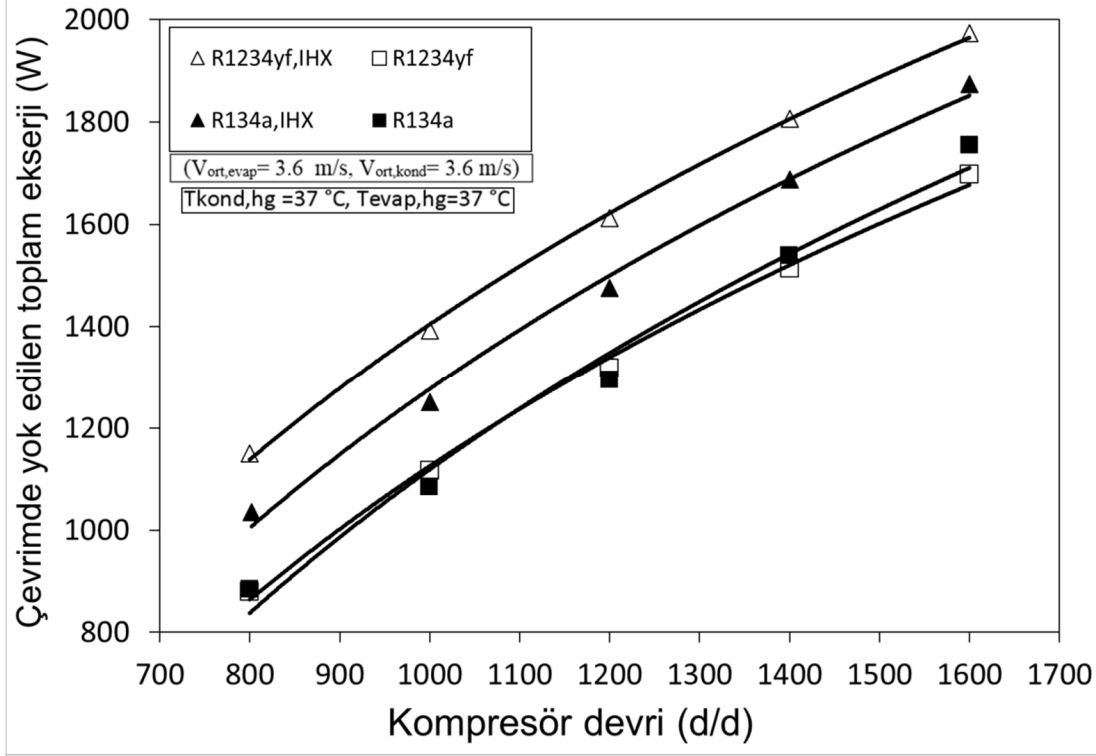
debisinin azalması ise soğutucu akışkanların, genişleme elemanın dar kesitinden geçerken sürtünme miktarlarını azaltmaktadır. Sürtünmenin azalması sonucu genişleme elemanındaki yok edilen ekserji her iki soğutucu akışkanlı sistemde yok edilen ekserjiyi azaltmaktadır.



Şekil 6.61. R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sistemindeki iç ısı değiştiricili ile iç ısı değiştirgeçsiz kullanımlarının hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak genişleme elemanında yok edilen ekserjinin kompresör devri ile değişimi. ( $T_{kond,hg} = 37 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $T_{evap,hg} = 37 \text{ }^\circ\text{C}$ ) ( $V_{ort,evap} = 3.6 \text{ m/s}$ ,  $V_{ort,kond} = 3.6 \text{ m/s}$ )

R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sistemindeki iç ısı değiştiricili ile iç ısı değiştirgeçsiz kullanımlarının hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak çevrimde yok edilen toplam ekserjinin kompresör devri ile değişimi, Şekil 6.62'de sunulmuştur. R1234yf ve R134a soğutucu akışkanlı sistemlere eklenen iç ısı değiştiricisi ile çevrimde yok edilen toplam ekserjiyi arttırmakta olduğu görülmektedir. Her iki soğutucu akışkanlı sisteme eklenen iç ısı değiştiricisi sıvı hattı ve emiş hattı arasında ısıl geçişlerden dolayı oluşan ekserji kayıpları yok edilen ekserjiyi arttırmaktadır. R1234yf soğutucu akışkanlı sisteme eklenen iç ısı değiştiricisi çevrimde yok edilen toplam ekserjiyi yaklaşık olarak % 16–30 arttırmaktadır. R134a soğutucu akışkanlı sisteme eklenen iç ısı

değiştiricisi ise çevrimde yok edilen toplam ekserjiyi yaklaşık olarak % 7–17 arttırmaktadır.



Şekil 6.62. R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sistemindeki iç ısı değiştiricili ile iç ısı değiştirgeçsiz kullanımlarının hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak çevrimde yok edilen toplam ekserjinin kompresör devri ile değişimi. ( $T_{kond,hg} = 37\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{evap,hg} = 37\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) ( $V_{ort,evap} = 3.6\text{ m/s}$ ,  $V_{ort,kond} = 3.6\text{ m/s}$ )

## BÖLÜM 7. SONUÇLAR

Bu çalışmada, deneysel otomobil klima sistemi elektrik motoru tahrikli olarak otomobil klima sistemi elemanları ile elektriksel ve mekaniksel ölçüm cihazlarını taşıyabilecek şekilde deney masası üzerinde oluşturulmuştur. Deneysel sistem, otomobil klima sisteminin gerçek ortam şartlarının oluşturulması ve deney süresince bu şartların korunması amacı ile elektronik kontrol sistemleri ile donatılmıştır. Deneysel sistem istenilen giriş şartların oluşturulması için bilgisayar üzerinden kontrol edilmekte ve bilgisayar ekranından otomobil klima sistemi üzerinden alınan ölçüm verileri anlık olarak izlenmektedir. Deneyler sonucunda alınan verilere enerji ve ekserji analizleri uygulanarak performans parametreleri belirlenmiş ve grafikler halinde karşılaştırmaları yapılmıştır. Deneysel sonuçlar öncelikli olarak R134a soğutucu akışkanı kullanan otomobil klima sisteminin hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak performans parametrelerinin kompresör devri ile değişimi olarak sunulmuştur. İkinci olarak R1234yf soğutucu akışkanı kullanan otomobil klima sisteminin hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak performans parametrelerinin kompresör devri ile değişimi verilmiştir. Üçüncü olarak R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sisteminin hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak performans parametrelerinin kompresör devri ile değişimi karşılaştırmalı grafikler halinde sunulmuştur. Dördüncü olarak R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sisteminin evaporatörden geçen hava akımı hızı ve kompresör devrine bağlı olarak performans parametrelerinin kondenserden geçen hava akımının hızı ile değişimi verilmiştir. Son olarak ise R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sisteminin iç ısı değiştiricili ile iç ısı değiştirgeçsiz kullanımların hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak performans parametrelerinin kompresör devri ile değişimi sunulmuştur.

R134a soğutucu akışkanı kullanan otomobil klima sisteminin hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak performans parametrelerinin kompresör devri ile değişimi deneylerinden elde edilen sonuçlar aşağıda verilmiştir;

- Kompresör devri ile evaporatör ve kondenser giriş hava akımının sıcaklığının artması sonucu soğutma kapasitesinin artmakta olduğu görülmüştür. Evaporatör giriş hava akım sıcaklığı sabit kalmak üzere kondenser giriş hava akım sıcaklığının artması ile soğutma kapasitesi azalmakta olduğu gözlemlenmiştir. Kondenser giriş hava akım sıcaklığının artması ile yoğuşma sıcaklığının artmasına bağlı olarak evaporatör buharlaşma sıcaklığı artmakta olduğu görülmüştür.
- Kompresör gücü, kompresör devri ile kondenser ve evaporatör giriş hava akım sıcaklığının artması ile artmakta olduğu gözlemlenmiştir.
- Kondenserden atılan ısı, soğutma kapasitesi ile kompresör gücünün toplamına eşittir. Kompresör devrinin artması ile soğutma kapasitesi ve kompresör gücünün artmasına bağlı olarak kondenserden atılan ısının da arttığı görülmüştür. Evaporatör ve kondenser hava akım sıcaklığının artması ile kondenserden atılan ısı artmakta olduğu gözlemlenmiştir. Evaporatör giriş hava akım sıcaklığı sabit kalmak üzere kondenser giriş hava akım sıcaklığının artması ile kondenserden atılan ısının azalmakta olduğu, kondenser giriş hava akımı sıcaklığı sabit kalmak şartı ile evaporatör giriş hava akım sıcaklığının artması sonucunda da kondenserden atılan ısının artmakta olduğu görülmüştür.
- Kompresör devri ile kondenser ve evaporatör giriş hava akım sıcaklıklarının artması ile STK değerinin azalmakta olduğu görülmüştür. Evaporatör giriş hava akım sıcaklığı sabit kalmak üzere kondenser giriş hava akım sıcaklığının artması ile STK'nın azalmakta olduğu, kondenser giriş hava akım sıcaklığı sabit kalmak şartı ile evaporatör giriş hava akım sıcaklığının artması sonucunda da STK'nın arttığı gözlemlenmiştir.

- Kompresör devri ile aynı kondenser ve evaporatör giriş hava akım sıcaklıklarının artması sonucu sistemde dolaşan soğutucu akışkan miktarı artmakta olduğu görülmüştür. Evaporatör giriş hava akım sıcaklığı sabit kalmak üzere kondenser giriş hava akım sıcaklığının artması ile sistemde dolaşan soğutucu akışkan miktarı çok az azalmakta olduğu, kondenser giriş hava akım sıcaklığı sabit kalmak şartı ile evaporatör giriş hava akım sıcaklığının artması sonucunda da sistemde dolaşan soğutucu akışkan miktarının arttığı görülmüştür.
- Kompresör devrinin ile aynı kondenser ve evaporatör giriş hava akım sıcaklıkları için giriş hava akım sıcaklıklarının artması sonucu soğutucu akışkan kompresör çıkış sıcaklığının artmakta olduğu gözlemlenmiştir. Evaporatör giriş hava akım sıcaklığı sabit kalmak üzere kondenser giriş hava akım sıcaklığının artması ile soğutucu akışkanın kompresör çıkış sıcaklığı artmakta olduğu kondenser giriş hava akım sıcaklığı sabit kalmak şartı ile evaporatör giriş hava akım sıcaklığının artması sonucunda ise soğutucu akışkanın kompresör çıkış sıcaklığında çok hafif azalma eğilimi olduğu görülmüştür.
- Kompresör devrinin artması ile evaporatör hava çıkış sıcaklığı azalmakta iken aynı kondenser ve evaporatör giriş hava akım sıcaklıkları için giriş hava akım sıcaklıklarının artması ile evaporatör hava akım çıkış sıcaklığının artmakta olduğu gözlemlenmiştir. Evaporatör giriş hava akım sıcaklığı sabit kalmak üzere kondenser giriş hava akım sıcaklığının artması ile evaporatör hava çıkış sıcaklığın çok az azalma eğilimi göstermekte iken kondenser giriş hava akım sıcaklığı sabit kalmak şartı ile evaporatör giriş hava akım sıcaklığının artması sonucunda evaporatör hava akım çıkış sıcaklığının artmakta olduğu görülmüştür.
- Kompresör devri ile aynı kondenser ve evaporatör giriş hava akım sıcaklıkları için giriş hava akım sıcaklıklarının artması sonucu evaporatörde yok edilen ekserjinin artmakta olduğu gözlemlenmiştir. Evaporatör giriş hava akım sıcaklığı sabit kalmak üzere kondenser giriş hava akım sıcaklığının artması ile evaporatörde yok edilen ekserjinin azalmakta olduğu görülmüştür.

Kondenser giriş hava akım sıcaklığı sabit kalmak şartı ile evaporatör giriş hava akım sıcaklığının artması ile evaporatörde yok edilen ekserjinin artmakta olduğu gözlemlenmiştir.

- Kompresör devri ile aynı kondenser ve evaporatör giriş hava akım sıcaklıkları için giriş hava akım sıcaklıkların artması sonucu kondenserde yok edilen ekserjinin artmakta olduğu görülmüştür. Evaporatör giriş hava akım sıcaklığı sabit kalmak üzere kondenser giriş hava akım sıcaklığının artması ile kondenserde yok edilen ekserjinin azaldığı, kondenser giriş hava akım sıcaklığı sabit kalmak şartı ile evaporatör giriş hava akım sıcaklığının artması ile de kondenserde yok edilen ekserjinin arttırmakta olduğu gözlemlenmiştir.
- Kompresörde yok edilen ekserjinin daha çok kompresör devrinin fonksiyonu olduğu görülmüştür. Genleşme elemanındaki yok edilen ekserji ise; kompresör devri ile aynı kondenser ve evaporatör giriş hava akım sıcaklıkları için giriş hava akım sıcaklıkların artması sonucu genleşme elemanındaki yok edilen ekserjinin artmakta olduğu gözlemlenmiştir. Kondenser giriş hava akım sıcaklığı sabit kalmak şartı ile evaporatör giriş hava akım sıcaklığının artması ile genleşme elemanındaki yok edilen ekserji azalmakta olduğu görülmüştür.
- Çevrimde yok edilen toplam ekserji; kompresör devri ile aynı kondenser ve evaporatör giriş hava akım sıcaklıkları için giriş hava akım sıcaklıkların artması sonucu artmakta olduğu görülmüştür. Evaporatör giriş hava akım sıcaklığı sabit kalmak üzere kondenser giriş hava akım sıcaklığının artması ile sistemde yok edilen toplam ekserji miktarının azalmakta olduğu kondenser giriş hava akım sıcaklığı sabit kalmak şartı ile evaporatör giriş hava akım sıcaklığının artması ile sistemde yok edilen toplam ekserji artmakta olduğu gözlemlenmiştir.

R1234yf soğutucu akışkanı kullanan otomobil klima sisteminin hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak performans parametrelerinin



kompresör devri ile değişimi deneylerinden elde edilen sonuçlar aşağıdaki verilmiştir;

- Kompresör devrinin ve aynı evaporatör ile kondenser giriş hava akım sıcaklıklarının artması sonucu soğutma kapasitesi artmakta olduğu, kompresör devrinin 800 d/d'dan 1600 d/d'ya çıkması ile soğutma kapasitesinin bütün evaporatör ve kondenser giriş hava akım şartlarında yaklaşık olarak % 26 oranında arttığı görölmüştür. Evaporatör giriş hava akım sıcaklığı sabit kalmak üzere kondenser giriş hava akım sıcaklığının artması ile soğutma kapasitesi genel olarak % 4–7 arasında azalmakta olduğu, kondenser giriş hava akım sıcaklığının artması ile soğutma kapasitesinin azalmakta olduğu gözlemlenmiştir. Kondenser giriş hava akım sıcaklığı sabit kalmak şartı ile evaporatör giriş hava akım sıcaklığının artması sonucu soğutma kapasitesinin genel olarak % 6 arttığı görölmüştür.
- Kompresör gücünün, kompresör devri ile kondenser ve evaporatör giriş hava akım sıcaklığının artması ile artmakta olduğu kompresör devrinin 800 d/d'dan 1600 d/d'ya çıkması ile kompresör gücü bütün evaporatör ve kondenser giriş hava akım şartlarında genel olarak yaklaşık % 85–100 arttığı gözlemlenmiştir.
- Kondenserden atılan ısı, kompresör devrinin artması ile yaklaşık olarak % 39 arttığı görölmüştür. Aynı evaporatör ve kondenser hava akım sıcaklığının artması ile kondenserden atılan ısının arttığı gözlemlenmiştir. Evaporatör giriş hava akım sıcaklığı sabit kalmak üzere kondenser giriş hava akım sıcaklığının artması ile kondenserden atılan ısı yaklaşık % 4 azalmakta olduğu, kondenser giriş hava akım sıcaklığı sabit kalmak şartı ile evaporatör giriş hava akım sıcaklığının artması sonucu kondenserden atılan ısının yaklaşık olarak ortalama % 6 artmakta olduğu görölmüştür.
- Kompresör devri ile kondenser ve evaporatör giriş hava akım sıcaklıklarının artması ile STK değeri azalmakta olduğu, evaporatör giriş hava akım sıcaklığı sabit kalmak üzere kondenser giriş hava akım sıcaklığının artması ile STK

değerinin % 7–10 azalmakta olduğu gözlemlenmiştir. Kondenser giriş hava akım sıcaklığı sabit kalmak şartı ile evaporatör giriş hava akım sıcaklığının artması sonucu STK'nın yaklaşık olarak % 11–14 arttığı görülmüştür.

- Kompresör devrinin 800 d/d'dan 1600 d/d'ya çıkması ile kompresörün anlık süpürme hacminin artmasına bağlı olarak sistemde dolaşan soğutucu akışkan miktarı % 27–29 artmakta olduğu aynı kondenser ve evaporatör giriş hava akımları için giriş hava akımları artması ile sistemde dolaşan soğutucu akışkan miktarı kompresör girişindeki soğutucu akışkan yoğunluğunun artması ile artmakta olduğu gözlemlenmiştir. Evaporatör giriş hava akım sıcaklığı sabit kalmak üzere kondenser giriş hava akım sıcaklığının artması ile sistemde dolaşan soğutucu akışkan miktarında değişiklik olmadığı kondenser giriş hava akım sıcaklığı sabit kalmak şartı ile evaporatör giriş hava akım sıcaklığının artması sonucunda sistemde dolaşan soğutucu akışkan miktarının yaklaşık % 6 arttığı gözlemlenmiştir.
- Kompresör devrinin 800 d/d'dan 1600 d/d'ya çıkması ile kompresör çıkış sıcaklığı % 20–23 artmakta olduğu, aynı kondenser ve evaporatör giriş hava akım sıcaklıkları için giriş hava akım sıcaklıklarının artması ile soğutucu akışkanın kompresör çıkış sıcaklığı yaklaşık 3°C (yaklaşık % 5) artmakta olduğu görülmüştür. Evaporatör giriş hava akım sıcaklığı sabit kalmak üzere kondenser giriş hava akım sıcaklığının artması ile soğutucu akışkanın kompresör çıkış sıcaklığının artmakta olduğu, kondenser giriş hava akım sıcaklığı sabit kalmak şartı ile evaporatör giriş hava akım sıcaklığının artması sonucunda ise soğutucu akışkanın kompresör çıkış sıcaklığında çok az azalma olduğu gözlemlenmiştir.
- Kompresör devrinin artması ile evaporatör hava çıkış sıcaklığının azalmakta olduğu, aynı kondenser ve evaporatör giriş hava akım sıcaklıkları için giriş hava akım sıcaklıklarının artması ile evaporatör hava çıkış sıcaklığının artmakta olduğu görülmüştür. Evaporatör giriş hava akım sıcaklığı sabit kalmak üzere kondenser giriş hava akım sıcaklığının artması ile evaporatör hava çıkış

sıcaklığın yaklaşık % 6 azalmakta olduğu, kondenser giriş hava akım sıcaklığı sabit kalmak şartı ile evaporatör giriş hava akım sıcaklığının artması sonucu evaporatör hava çıkış sıcaklığın yaklaşık 2 °C (yaklaşık % 15) artmakta olduğu gözlemlenmiştir.

- Kompresör devri ile aynı kondenser ve evaporatör giriş hava akım sıcaklıkları için giriş hava akım sıcaklıkların artması sonucu evaporatörde yok edilen ekserjinin artmakta olduğu gözlemlenmiştir. Kompresör devrinin 800 d/d'dan 1600 d/d'ya artması ile evaporatörde yok edilen ekserji miktarının yaklaşık %70 artmakta olduğu evaporatör giriş hava akım sıcaklığı sabit kalmak üzere kondenser giriş hava akım sıcaklığının artması ile de evaporatörde yok edilen ekserjinin yaklaşık % 4 azaldığı görülmüştür. Kondenser giriş hava akım sıcaklığı sabit kalmak şartı ile evaporatör giriş hava akım sıcaklığının artması ile evaporatörde yok edilen ekserjinin yaklaşık % 13–16 artmakta olduğu gözlemlenmiştir.
- Kompresör devri ile aynı kondenser ve evaporatör giriş hava akım sıcaklıkları için giriş hava akım sıcaklıkların artması sonucu kondenserde yok edilen ekserjinin artmakta olduğu, kompresör devrinin 800 d/d'dan 1600 d/d'ya artması ile kondenserde yok edilen ekserjiyi % 66–100 arttığı görülmüştür. Evaporatör giriş hava akım sıcaklığı sabit kalmak üzere kondenser giriş hava akım sıcaklığının artması ile kondenserde yok edilen ekserjinin azalmakta olduğu, kondenser giriş hava akım sıcaklığı sabit kalmak şartı ile evaporatör giriş hava akım sıcaklığının artması ile kondenserde yok edilen ekserjiyi arttırmakta olduğu gözlemlenmiştir.
- Kompresörde yok edilen ekserjinin kompresör devrinin 800 d/d'dan 1600 d/d'ya artması ile yaklaşık olarak iki katı arttırdığı görülmüştür.
- Kompresör devrinin 800 d/d'dan 1600 d/d'ya artması ile genişleme elemanındaki yok edilen ekserjinin yaklaşık olarak % 60–75 oranında artmakta olduğu aynı kondenser ve evaporatör giriş hava akım sıcaklıkları

için giriş hava akımı sıcaklıklarının artması sonucu genişleme elemanındaki yok edilen ekserjinin % 23–30 artmakta olduğu gözlemlenmiştir. Kondenser giriş hava akım sıcaklığı sabit kalmak şartı ile evaporatör giriş hava akım sıcaklığının artması ile genişleme elemanındaki yok edilen ekserjide çok fazla bir değişimin olmadığı görülmüştür.

- Kompresör devri ile aynı kondenser ve evaporatör giriş hava akım sıcaklıkları için giriş hava akım sıcaklıklarının artması sonucu çevrimde yok edilen toplam ekserjinin % 85–90 artmakta olduğu gözlemlenmiştir. Evaporatör giriş hava akım sıcaklığı sabit kalmak üzere kondenser giriş hava akım sıcaklığının artması ile sistemde yok edilen toplam ekserji miktarının çok az azalmakta olduğu, kondenser giriş hava akım sıcaklığı sabit kalmak şartı ile evaporatör giriş hava akım sıcaklığının artması ile de sistemde yok edilen toplam ekserjinin artmakta olduğu gözlemlenmiştir.

R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sisteminin hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak performans parametrelerin kompresör devri ile değişimi deneylerinden elde edilen sonuçları aşağıda verilmiştir;

- Her iki sistem içinde kompresör devrinin ve evaporatör ile kondenser giriş hava akımının sıcaklığının artması sonucu soğutma kapasitesi artmakta olduğu gözlemlenmiştir. Evaporatör ve kondenser giriş hava akım sıcaklıklarının düşük olduğu durumlarda her iki soğutucu akışkan yakın soğutma kapasitelerine sahip olduğu, fakat evaporatör ve kondenser giriş hava akım sıcaklıkları arttığı zaman R134a’lı soğutucu akışkanlı sistem daha fazla soğutma kapasitesi vermekte olduğu görülmüştür. R134a’lı sistem R1234yf’li sisteme göre düşük evaporatör ve kondenser hava akım giriş sıcaklıklarında % 1–5 arasında daha fazla soğutma kapasitesine sahip olduğu, evaporatör ve kondenser giriş hava akım sıcaklıklarının artması ile R134a’lı sistem R1234yf’li sisteme göre % 9–13 arası daha fazla soğutma kapasitesine sahip olduğu gözlemlenmiştir.

- Her iki soğutucu akışkanlı sistem içinde kompresör devri ile evaporatör ve kondenser giriş hava akım sıcaklıklarının artmasıyla kompresör gücü artmakta olduğu, düşük kondenser ve evaporatör hava akım sıcaklıklarında R1234yf’li sistem R134a’lı sisteme göre % 3–6 arası daha fazla kompresör gücüne sahip oldu görülmüştür. Fakat evaporatör ve kondenser giriş hava akımı sıcaklığının artması ile kompresör devrinin yükselmesine bağlı olarak R1234yf’li sistemin R134a’lı sisteme göre yaklaşık % 15 daha az kompresör gücüne sahiptir olduğu gözlemlenmiştir.
- Kompresör devri ile evaporatör ve kondenser giriş hava akımı sıcaklıklarının artmasıyla her iki sistemde de kondenserden atılan ısı artmakta olduğu, R134a’lı sistem özellikle yüksek kondenser ve evaporatör giriş hava akım sıcaklıkları ile kompresör devrinin artması sonucunda daha fazla kondenserden atılan ısıya sahip olduğu gözlemlenmiştir.
- Her iki soğutucu akışkanlı sistem içinde kompresör devri ile evaporatör ve kondenser giriş hava akım sıcaklıklarının artmasıyla STK azalmakta olduğu, R1234yf soğutucu akışkanlı sistem R134a’lı sisteme göre yaklaşık % 7–12 arası daha düşük STK’ya sahip olduğu görülmüştür.
- Her iki soğutucu akışkanlı sistem içinde kompresör devri artması sonucu STK değerinin  $STK_c$  değerine oranı olan soğutma verimi azalmakta olduğu görülmüştür. R1234yf soğutucu akışkanlı sistem R134a’lı sisteme göre yaklaşık % 7 daha az soğutma verimliliğine sahip olduğu gözlemlenmiştir.
- Kompresör devri ile evaporatör ve kondenser giriş hava akım sıcaklıklarının artmasıyla her iki sistemde dolaşan soğutucu akışkan kütleli debi miktarı artmakta olduğu, R1234yf soğutucu akışkanlı sistemde dolaşan soğutucu

akışkan kütleli debisi R134a'lı sistemde dolaşan soğutucu akışkana göre %8–18 arası daha fazla olduğu gözlemlenmiştir.

- Kompresör devri ile evaporatör ve kondenser giriş hava akım sıcaklıklarının artmasıyla her iki sistemde de kompresör çıkış sıcaklığı artmakta olduğu, R134a'lı sistemin R1234yf'li sisteme göre 4–16°C daha fazla kompresör çıkış sıcaklığına sahip olduğu görülmüştür. Özellikle yüksek evaporatör ve kondenser hava akım giriş sıcaklıklarında kompresör devrinin artması ile R134a'lı sistemin kompresör çıkış sıcaklığı R1234yf'li sisteme göre daha fazla artış gösterdiği gözlemlenmiştir.
- Kompresör devri artması ile her iki sistemde de evaporatör hava çıkış sıcaklığının azalmakta olduğu, evaporatör ve kondenser giriş hava akım sıcaklığı artar iken her iki sistem içinde evaporatör hava çıkış akım sıcaklığı artmakta olduğu görülmüştür. R134a'lı sistem R1234yf'li sisteme göre daha az evaporatör hava akım çıkış sıcaklığına sahip olduğu, özellikle yüksek evaporatör ve kondenser hava akım giriş sıcaklıklarında kompresör devrinin artması ile R134a'lı sistemin daha az evaporatör hava çıkış sıcaklığına sahip olduğu gözlemlenmiştir.
- Kompresör devri ile evaporatör ve kondenser giriş hava akım sıcaklığının artması ile her iki sistem içinde evaporatörde yok edilen ekserjinin artmakta olduğu, Düşük evaporatör ve kondenser giriş hava akım sıcaklıklarında her iki soğutucu akışkanlı sistem içinde evaporatörde yok edilen ekserjilerin çok yakın sonuçlar vermekte olduğu gözlemlenmiştir.
- Kompresör devri ile evaporatör ve kondenser giriş hava akım sıcaklığının artması sonucu kondenserde yok edilen ekserjinin artmakta olduğu, R134a soğutucu akışkanlı sistem R1234yf soğutucu akışkanlı sisteme göre daha fazla kondenserde yok edilen ekserjiye sahip olduğu görülmüştür.

- Kompresör devri artması ile her iki soğutucu akışkanlı sistem içinde kompresörde yok edilen ekserjinin artmakta olduğu, evaporatör ve kondenser giriş hava akım sıcaklığının artması ile her iki soğutucu akışkanlı sistem içinde kondenserde yok edilen ekserjideki değişim çok az olmakta olduğu gözlemlenmiştir.
- Kompresör devri ile evaporatör ve kondenser giriş hava akım sıcaklığının artması ile her iki soğutucu akışkanlı sistem içinde genişleme elemanında yok edilen ekserjinin artmakta olduğu, R1234yf soğutucu akışkanlı sistemin R134a soğutucu akışkanlı sisteme göre % 8–18 daha fazla soğutucu akışkan debisine sahip olması R1234yf soğutucu akışkanlı sistemin R134a soğutucu akışkanlı sisteme göre daha fazla genişleme elemanında yok edilen ekserjiye sahip olmasına neden olmakta olduğu gözlemlenmiştir.
- Kompresör devri ile evaporatör ve kondenser giriş hava akım sıcaklığının artması sonucu her iki soğutucu akışkan için de çevrimde yok edilen toplam ekserjinin artmakta olduğu, düşük evaporatör ve kondenser giriş hava akım sıcaklıklarında her iki soğutucu akışkanlı sistemde de çevrimde yok edilen toplam ekserjinin çok yakın sonuçlar vermekte olduğu görülmüştür. Evaporatör ve kondenser hava akım sıcaklıklarının artmasına bağlı olarak kompresör devrinin artması ile R134a soğutucu akışkanın R1234yf soğutucu akışkana göre kütle akışının daha fazla artması çevrimde yok edilen toplam ekserji miktarını arttırmakta olduğu gözlemlenmiştir.

R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sisteminin evaporatörden geçen hava akım hızı ve kompresör devrine bağlı olarak performans parametrelerin kondenserden geçen hava akımının hızı ile değişimi deneylerinden elde edilen sonuçları aşağıda verilmiştir;

- Her iki soğutucu akışkan için kondenser ve evaporatörden geçen ortalama hava akım hızının artması ile soğutma kapasitesi artmakta olduğu,

evaporatör hava akım hızının az olduğu durumda R134a ile R1234yf soğutucu akışkanları birbirlerine yakın sonuç verir iken evaporatör hava akım hızının arttığı zaman R134a soğutucu akışkanın daha yüksek soğutma kapasitesine sahip olduğu gözlemlenmiştir. Soğutma kapasitesinin artmasında en önemli etkinin kompresör devrindeki artış ikici olarak evaporatör hava akım hızının üçüncü olarak ise kondenser hava akım hızının etkili olduğu gözlemlenmiştir.

- Düşük kompresör devirlerinde her iki soğutucu akışkan için kondenser giriş hava akım hızının artması ile kompresör gücün de değişim gözlenmez iken kompresör devrinin artmasına bağlı olarak kondenser giriş hava akım hızının artması sonucu kompresör gücünün azalmakta olduğu gözlemlenmiştir. Özellikle kompresör devrinin yüksek olduğu durumlarda kondenser giriş hava akım hızının artması kompresör gücünü azaltmakta olduğu, R1234yf soğutucu akışkanın R134a soğutucu akışkanına göre aynı kompresör devri ile aynı evaporatör giriş hava akım hızına bağlı olarak kondenser giriş hava akım hızı artması sonucu yaklaşık % 4–11 daha fazla kompresör gücüne sahip olduğu görülmüştür.
- Her iki soğutucu akışkan içinde kondenser hava akım hızının artması ile kondenserden atılan ısı çok az değişme eğilimi gösterdiği gözlemlenmiştir. Evaporatör hava akım hızının artması ile R134a soğutucu akışkanlı sistem için yaklaşık % 7, R1234yf soğutucu akışkanlı sistem içinde % 4 kondenserden atılan ısının artmakta olduğu görülmüştür.
- Her iki soğutucu akışkanlı sistem için de kondenser ve evaporatör giriş hava akım hızı artması ile STK artmakta olduğu, kompresör hızının artması ile her iki soğutucu akışkanlı sistem içinde STK'nın azalmakta olduğu görülmüştür. Kondenser hızının 1.6 m/s'ye den 3.6 m/s'ye artması ile R134a soğutucu akışkanlı sistemin STK değeri evaporatör giriş hava akım hızı ve kompresör devrine bağlı olarak yaklaşık % 8–11 artar iken



R1234yf soğutucu akışkanlı sistemde yaklaşık % 7–9 arasında arttığı gözlemlenmiştir.

- Kompresör devri ve evaporatöre giriş hava akım hızının artması ile her iki soğutucu akışkanlı sistem içinde sistemde dolaşan soğutucu akışkan debisinin artmakta olduğu, kondenser giriş hava akım hızı artması ile R1234yf soğutucu akışkanı debisinin yaklaşık % 1–3, R134 soğutucu akışkan debisini yaklaşık % 2–4 azalmakta olduğu görülmüştür. Evaporatör giriş hava akım hızı artması ile R1234yf soğutucu akışkanı debisini yaklaşık % 2–4, R134 soğutucu akışkan debisini yaklaşık % 6–10 artmakta olduğu, kompresör devrinin 800 d/d'dan 1600 d/d'ya artması ile R1234yf soğutucu akışkanı debisini yaklaşık % 32–34, R134 soğutucu akışkan debisini yaklaşık %37–40 artmakta olduğu gözlemlenmiştir.
- Kondenser giriş hava akım hızı artması ile kompresör çıkış sıcaklığı her iki soğutucu akışkanlı sistem içinde azalmakta olduğu görülmüştür. Bu azalma her iki soğutucu akışkanlı sistem içinde kondenser hava akım hızının 1.6 m/s'den 3.6 m/s'ye olması sonucu yaklaşık % 5–7 arasında olduğu gözlemlenmiştir. Evaporatör giriş hava akım hızının artması ile kompresör çıkış sıcaklığı her iki soğutucu akışkanlı sistem içinde artmakta olduğu, fakat bu artış evaporatör giriş hava akım hızının 2.8 m/s'den 3.6 m/s'ye artması ile her iki soğutucu akışkanlı sistem içinde en fazla % 1'lik kompresör çıkış sıcaklığında bir artış oluşturduğu gözlemlenmiştir.
- Kondenser giriş hava akım hızı artması ile evaporatör çıkış hava akım sıcaklığı azalmakta olduğu, bu azalma kondenser hava akım hızının 1.6 m/s'den 3.6 m/s'ye olması ile R1234yf soğutucu akışkanlı sistem için yaklaşık % 3–7 arasında, R134 soğutucu akışkanlı sistem içinde yaklaşık %8–17 arasında olduğu görülmüştür. Evaporatör giriş hava akım hızının 2.8 m/s'den 3.6 m/s'ye olması ile R1234yf soğutucu akışkanlı sistem için

kompresör devrine bağlı olarak yaklaşık % 19–22 arasında evaporatör çıkış hava akım sıcaklığı artar iken R134a soğutucu akışkanlı sistemde yaklaşık %4–6 arasında artmakta olduğu, kompresör devrinin artması ile her iki soğutucu akışkan için evaporatör çıkış hava akım sıcaklığı % 20–30 arasında azalmakta olduğu gözlemlenmiştir.

- Kondenser ile evaporatör giriş hava akım hızı ve kompresör devri artması sonucu her iki soğutucu akışkanlı sistem içinde evaporatörde yok edilen ekserji artmakta olduğu görülmüştür. Kompresör devrinin 800 d/d'dan 1600 d/d'ya artması ile her iki soğutucu akışkanlı sistem içinde yaklaşık olarak evaporatörde yok edilen ekserjiyi %62–71 arttırdığı gözlemlenmiştir.
- Kondenser hava akım hızının artması ile her iki soğutucu akışkanlı sistem içinde kondenserde yok edilen ekserji yaklaşık % 30 azalmakta olduğu görülmüştür. Evaporatör giriş hava akım hızının artması ile R1234yf soğutucu akışkanlı sistemde yaklaşık olarak % 2–5 arasında R134a'lı sistemde ise yaklaşık olarak % 12–20 arasında kondenserde yok edilen ekserjinin artmakta olduğu görülmüştür. Kompresör devrinin 800 d/d'dan 1600 d/d'ya artması ile R1234yf soğutucu akışkanlı sistemde yaklaşık olarak % 66–90 arasında R134a soğutucu akışkanlı sistemde ise yaklaşık olarak %74–94 arasında kondenserde yok edilen ekserjinin artmakta olduğu görülmüştür.
- Kondenser hava akım hızı artması ile R1234yf soğutucu akışkanlı sistemde %14–17 arasında R134a soğutucu akışkanlı sistemde ise yaklaşık %10–15 kompresörde yok edilen ekserjinin artmakta olduğu, evaporatör hava akım hızının artması ile çok hafif olarak her iki soğutucu akışkanlı sistem içinde kompresörde yok edilen ekserjinin artmakta olduğu gözlemlenmiştir.

- Kondenser hava akım hızının artması ile genişleme elemanındaki yok edilen ekserji azalmakta olduğu, kondenser hava akım hızının 1.6 m/s'ye den 3.6 m/s'ye artması ile R134a soğutucu akışkanlı sistemin genişleme elemanındaki yok edilen ekserjinin yaklaşık % 20–29 azaldığı R1234yf soğutucu akışkanlı sistemde ise yaklaşık % 16–26 arasında azaldığı görülmüştür. Evaporatör giriş hava akım hızının değişimi genişleme elemanındaki yok edilen ekserjiyi çok az etkilediği gözlemlenmiştir.
- Evaporatör hava akım hızı ve kompresör devri artması ile her iki soğutucu akışkanlı sistem içinde çevrimde yok edilen toplam ekserjinin artmakta olduğu, fakat kondenser hava akım hızının artması ile her iki soğutucu akışkanlı sistem içinde çevrimde yok edilen toplam ekserji azalmakta olduğu gözlemlenmiştir. Kondenser hava akım hızı 1.6 m/s'ye den 3.6 m/s'ye artması ile her iki soğutucu akışkan içinde çevrimde yok edilen toplam ekserji yaklaşık olarak % 4–5 azalmakta olduğu, evaporatör giriş hava akım hızının 2.8 m/s'den 3.6 m/s'ye artması ile R1234yf soğutucu akışkanlı sistem için çevrimde yok edilen toplam ekserjinin yaklaşık % 1–2 arasında artar iken R134a soğutucu akışkanlı sistemde yaklaşık % 6–7 arasında artmakta olduğu görülmüştür. Kompresör devrinin 800 d/d'dan 1600 d/d'ya artması ile her iki soğutucu akışkanlı sistemde yaklaşık olarak % 75–95 arasında çevrimde yok edilen toplam ekserji artmakta olduğu görülmüştür.

R1234yf ve R134a soğutucu akışkanları kullanan otomobil klima sisteminin iç ısı değiştiricili ile iç ısı değiştirgeçsiz kullanımlarının hava akımlarının kondenser ve evaporatöre giriş sıcaklıklarına bağlı olarak performans parametrelerin kompresör devri ile değişimi deneylerinden elde edilen sonuçları aşağıda verilmiştir;

- R1234yf ve R134a soğutucu akışkanlı sistemlere eklenecek olan iç ısı değiştirici soğutma kapasitesini düşürmekte olduğu görülmüştür. Her iki sisteme de eklenen iç ısı değiştirici sıvı hattındaki soğutucu akışkanın sıcaklığını düşürmektedir. Bunun sonucunda soğutucu akışkan entalpisi

azalmaktadır. Soğutucu akışkanların azalan entalpisi sonucu soğutma kapasitesi düşürmekte olduğu gözlemlenmiştir. R134a soğutucu akışkanlı sisteme eklenen iç ısı değiştiricisi yaklaşık olarak % 7 soğutma kapasitesini düşürmekte olduğu, R1234yf soğutucu akışkanlı sisteme eklenen iç ısı değiştiricisi ise yaklaşık olarak soğutma kapasitesini % 2 azaltmakta olduğu görülmüştür.

- Her iki soğutucu akışkanlı sistem için de düşük kompresör devirlerinde iç ısı değiştiricisinin etkisi çok görülmemekte olduğu, fakat kompresör devrinin artması ile iç ısı değiştiricisinin kompresör gücünü azalttığı görülmüştür. Kompresör devrinin artması ile iç ısı değiştiricisi eklenmiş her iki soğutucu akışkanlı sisteme de yaklaşık olarak % 2 daha az kompresör gücü sahip olduğu gözlemlenmiştir.
- Her iki soğutucu akışkanlı sistem için de iç ısı değiştiricisinin kondenserden atılan ısıyı azaltmakta olduğu, R1234yf soğutucu akışkanlı sisteme iç ısı değiştiricisi eklenmesi ile kondenserden atılan ısının % 3 azaltığı R134a soğutucu akışkanlı sisteme iç ısı değiştiricisinin eklenmesi ile de kondenserden atılan ısının % 4 azaldığı gözlemlenmiştir. R134a soğutucu akışkanlı sistem R1234yf soğutucu akışkanlı sisteme göre % 10 daha fazla kondenserden atılan ısıya sahip iken, her iki sisteme iç ısı değiştiricisi eklendiği zaman R134a soğutucu akışkanlı sistem R1234yf soğutucu akışkanlı sisteme göre % 5 daha fazla kondenserden atılan ısıya sahip olduğu görülmüştür.
- Düşük kompresör devirlerinde her iki soğutucu akışkanlı sisteme eklenen iç ısı değiştiricisi STK'yı azaltmakta olduğu, kompresör devrinin artması ile her iki soğutucu akışkanlı sistemde iç ısı değiştiricisi kompresör gücünü azaltıcı etki göstermekte olduğu için, STK her iki soğutucu akışkanlı sistemde de iç ısı değiştiricisiz çalışma durumu STK'sı değerine yaklaştığı gözlemlenmiştir. Ayrıca R1234yf soğutucu akışkanlı sistemde artan kompresör devri ile iç ısı değiştiricili sistemin STK değeri

iç ısı değiştiricisiz sistemin STK değerinden daha iyi sonuç vermekte olduğu gözlemlenmiştir.

- R1234yf ve R134a soğutucu akışkanlı sisteme eklenen iç ısı değiştiricisi sistemde dolaşan soğutucu akışkan kütlesel debilerini düşürmekte olduğu grlmştir. R1234yf soğutucu akışkanlı sisteme eklenen iç ısı değiştiricisi soğutucu akışkan debisini yaklaşık olarak % 4–6 düşürmekte olduğu, R134a soğutucu akışkanlı sisteme eklenen iç ısı değiştiricisi ise soğutucu akışkan debisini yaklaşık olarak % 6–9 düşürmekte olduğu gözlemlenmiştir. R1234yf soğutucu akışkanlı sistem R134a soğutucu akışkanlı sisteme göre i değiştiricisiz yaklaşık olarak % 11–14 daha fazla soğutucu akışkan debisine sahip iken i ısı değiştiricisi eklendiği zaman yaklaşık olarak % 14 – 15 daha fazla soğutucu akışkan debisine sahip olduğu grlmştir.
- R1234yf ve R134a soğutucu akışkanlı sisteme eklenen iç ısı değiştirici kompresör çıkışındaki soğutucu akışkan sıcaklığını arttırmakta olduğu grlmştir. R1234yf soğutucu akışkanlı sisteme eklenen iç ısı değiştiricisi soğutucu akışkan kompresör çıkış sıcaklığını yaklaşık olarak % 4–8 arttırmakta olduğu, R134a soğutucu akışkanlı sisteme eklenen iç ısı değiştiricisi ise soğutucu akışkan kompresör çıkış sıcaklığını yaklaşık olarak % 6–8 yükseltmekte olduğu gözlemlenmiştir.
- R1234yf soğutucu akışkanlı sisteme eklenen iç ısı değiştiricisi evaporatör hava çıkış sıcaklığını yaklaşık olarak % 7–13 düşürmüş olduğu, R134a soğutucu akışkanlı sisteme eklenen iç ısı değiştiricisi ise evaporatör hava çıkış sıcaklığını yaklaşık olarak % 16–27 azalmakta olduğu grlmştir. R1234yf soğutucu akışkanlı sistem R134a soğutucu akışkanlı sisteme göre i ısı değiştirici eklenmeden yaklaşık olarak % 2–8 daha fazla evaporatör hava çıkış sıcaklığına sahip iken eklendiği zaman yaklaşık olarak % 12–16 daha fazla evaporatör hava çıkış sıcaklığına sahip olduğu gözlemlenmiştir.

- R1234yf ve R134a soğutucu akışkanlı sisteme eklenen iç ısı değiştirici evaporatörde yok edilen ekserjiyi görünür şekilde değişiklik yapmadığı görülmüştür.
- R1234yf ve R134a soğutucu akışkanlı sistemlere eklenen iç ısı değiştirici özellikle kompresör devrinin artması ile kondenserde yok edilen ekserji azaltmakta olduğu görülmüştür.
- R1234yf ve R134a soğutucu akışkanlı sistemlere eklenen iç ısı değiştirici kompresörde yok edilen ekserji görünür şekilde etkilemediği görülmüştür.
- R1234yf ve R134a soğutucu akışkanlı sistemlere eklenen iç ısı değiştirici özellikle kompresör devrinin artması ile genişleme elamanındaki yok edilen ekserji azaltmakta olduğu görülmüştür.
- R1234yf ve R134a soğutucu akışkanlı sistemlere eklenen iç ısı değiştirici ile çevrimde yok edilen toplam ekserjiyi arttırmakta olduğu görülmüştür. Her iki soğutucu akışkanlı sisteme eklenen iç ısı değiştirici sıvı hattı ve emiş hattı arasında ısıl geçişlerden dolayı oluşan ekserji kayıpları yok edilen ekserjiyi arttırmakta olduğu gözlemlenmiştir. R1234yf soğutucu akışkanlı sisteme eklenen iç ısı değiştiricisi çevrimde yok edilen toplam ekserjiyi yaklaşık olarak % 16–30 arttırmakta olduğu, R134a soğutucu akışkanlı sisteme eklenen iç ısı değiştiricisi ise çevrimde yok edilen toplam ekserjiyi yaklaşık olarak % 7–17 arttırmakta olduğu görülmüştür.

İleriki araştırmalarda R134a soğutucu akışkanına alternatif olan CO<sub>2</sub> (R744) gibi diğer soğutucu akışkanların otomobil klima sisteminde kullanımının deneysel ve teorik olarak araştırmaları yapılabilir. Ayrıca, R1234yf soğutucu akışkanının otomobil ısı pompasında kullanımı üzerine deneysel ve teorik araştırmalar gerçekleştirilebilir.

## KAYNAKLAR

- [1] The Kyoto Protocol to the United Nations Framework Convention on Change, 1997.
- [2] BILLIARD, F., Refrigeration and air conditioning: what's new at regulatory level. The Ninth European Conference on Technological Innovations in Refrigeration, Air Conditioning and in the Food Industry, Politecnico, 2001.
- [3] <http://eurlex.europa.eu/LexUriServ/LexUriServ.do?uri=OJ:L:2006:161:0001:0011:EN:PDF:2006>. Erişim Tarihi: 07.07.2010.
- [4] <http://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/?uri=uriserv:OJ.L.2014.150.01.0195.01.ENG>, Erişim Tarihi: 21.01.2015
- [5] SHAN, RK., Automotive air conditioning systems historical developments, the state of technology and future trends. Heat Transfer Engineering, 30(9):720–735, 2009.
- [6] HONGHYUN, C., HOSEONG, L., CHASIK, P., Performance characteristics of an automobile air conditioning system with internal heat exchanger using refrigerant R1234yf. Applied Thermal Engineering, 61(2):563–569, 2013.
- [7] NAVARRO-ESBRÍ, J., MENDOZA-MİRANDA, J.M., MOTA-BABİLONÍ, A., BARRAGÁN-CERVERA A., BELMAN-FLORES, J.M., Experimental analysis of R1234yf as a drop-in replacement for R134a in a vapour compression system, International Journal of Refrigeration, 36:860–880, 2012.
- [8] JUNG, D., PARK, B., LEE, H., Evaluation of supplementary/retrofit refrigerants for automobile air-conditioners charged with CFC12, International Journal of Refrigeration, 22:558–568, 1999.
- [9] BROWN, JS., YANA, SFM., DOMANSKI, PA., Comparative analysis of an automotive air conditioning systems operating with CO<sub>2</sub> and R134a, International Journal of Refrigeration, 25:19–32, 2001.
- [10] HALIMIC, E., ROSS, D., AGNEW B., ANDERSON, A., POTTS, I., A comparison of the operating performance of alternative refrigerants, Applied Thermal Engineering, 23:1441-1451, 2003.
- [11] LUNDBERG, E., An Enhanced R-134a Climate System, Automotive Alternative Refrigerant System Symposium, SAE., USA., 2002.

- [12] MAGER, R., Experience of a R744 Fleet Test, Automotive Alternative Refrigerant System Symposium, SAE., USA., 2002.
- [13] RATTI, EB., BROWN, JS., An experimental analysis of cycling in an automotive air conditioning system, Applied Thermal Engineering, 20:1039–1058, 1999.
- [14] RATTI, EB., BROWN, JS., An experimental analysis of the effect of refrigerant charge level on an automotive refrigeration system, Int. J. Therm. Sci., 39:592–604, 2000.
- [15] KAYNAKLI, O., HORUZ, I., An experimental analysis of automotive air conditioning system, International Communications in Heat and Mass Transfer, 30:273–284, 2003.
- [16] LI, X., CHEN, J., CHEN, Z., LIU, W., HU, W., LIU, X., A new method for controlling refrigerant flow in automobile air conditioning, Applied Thermal Engineering, 24:1073–1085, 2004.
- [17] ESEN, DÖ., HOŞÖZ, M., R12 ve R134a soğutucu Akışkanları Kullanan Otomobil İklimlendirme Sisteminin Deneysel Performans Analizi, Gazi Üniv. Müh. Mim. Fak., 21(4):703–709, 2006.
- [18] RONALD, E., Domitrovic, Vince C. Mei, F.C. Chen., Simulation of an Automotive Heat Pump, ASHRAE Transactions, 1993.
- [19] HOSOZ, M., DIREK, M., Performance evaluation of an integrated automotive air conditioning and heat pump system, Energy Conversion and Management, 47:545–559, 2006.
- [20] HOSOZ, M., Exergy Analysis of Automobile Air Conditioning System Using R134a, Proceedings of the Second International Exergy, Energy and Environment Symposium, Kos, Greece, 2005.
- [21] KIM, SC., WON, JP., KIM, MS., Effects of operating parameters on the performance of a CO<sub>2</sub> air conditioning system for vehicles, Applied Thermal Engineering, 29:2408–2416, 2009.
- [22] ALKAN, A., HOŞÖZ, M., Değişken Kapasiteli Kompresör Kullanan Bir Otomobil Klimasının Farklı İki Tip Genleşme Elemanı İçin Deneysel Performansı, 4. Otomotiv Teknolojileri Kongresi (OTEKON'08), pp. 237–245, Bursa, 2008.
- [23] ALKAN, A., HOSOZ, M., Experimental Performance of an Automobile Air Conditioning System Using a Variable Capacity Compressor for Two Different Types of Expansion Devices, International J. Vehicle Design, 52:160–176, 2010.



- [24] ALKAN, A., HOSOZ, M., Comparative performance of an automotive air conditioning system using fixed and variable capacity compressors, *International Journal of Refrigeration*, 33:487–495, 2010.
- [25] NAVARRO, E., MARTÍNEZ-GALVAN, IO., NOHALES, J., GONZÁLVEZ-MACIÁ, J., Comparative experimental study of an open piston compressor working with R-1234yf, R-134a and R-290, *International Journal of Refrigeration*, 36:768–775, 2013.
- [26] ZILIO, C., BROWN, JS., SCHIOCHET, G., CAVALLINI, A., The refrigerant R1234yf in Air Conditioning Systems. *Energy*, 36:6110–6120, 2011.
- [27] LEE, Y., JUNG, D., A Brief Performance Comparison of R1234yf and R134a in a Bench Tester for Automobile Applications. *Applied Thermal Engineering*, 35:240–242, 2012.
- [28] CHO, H., LEE, H., PARK, C., Performance Characteristics of an Automobile Air Conditioning System with Internal Heat Exchanger Using Refrigerant R1234yf. *Applied Thermal Engineering*, 61:561–569, 2013.
- [29] MENDOZA-MIRANDA, J.M., RAMÍREZ-MINGUELA, J.J., MUÑOZ-CARPIO, V.D., NAVARRO-ESBRÍ, J., Development and validation of a micro-fin tubes evaporator model using R134a and R1234yf as working fluids. *International Journal of Refrigeration*, 50: 32–43, 2015.
- [30] NENG, G., YUNYUN, J., JIE, W., YIJIAN, H., GUANGMING, C., Measurements of the isobaric heat capacity of R1234yf in liquid phase at temperatures from 305 K to 355 K and pressures up to 5 MPa. *Fluid Phase Equilibria*, 376: 64-68, 2014.
- [31] NIRAMOL J., ALAIN V., CHRISTOPHE C, ROMAIN P., JEAN-NOËL J., Experimental measurements and correlation of vapor–liquid equilibrium and critical data for the CO<sub>2</sub> + R1234yf and CO<sub>2</sub> + R1234ze(E) binary mixtures, *International Journal of Refrigeration*, 47:141-152, 2014.
- [32] MOTA-BABILONI A., NAVARRO-ESBRÍ, J., ÁNGEL, B., FRANCISCO M., BERNARDO P., Drop-in energy performance evaluation of R1234yf and R1234ze(E) in a vapor compression system as R134a replacements, *Applied Thermal Engineering*, 71: 259-265, 2014.
- [33] HUASHAN L., FEI C., XIANBIAO B., LINGBAO W., XIANLONG W., Performance characteristics of R1234yf ejector-expansion refrigeration cycle. *Applied Energy* 121:96-103, 2014.
- [34] KIATSIRIROAT, T., EUAKIT, T., “Performance analyses of an automobile air-conditioning system with R22/R124/R152A refrigerant”, *Applied Thermal Engineering*, 17:1085–1097, 1997.

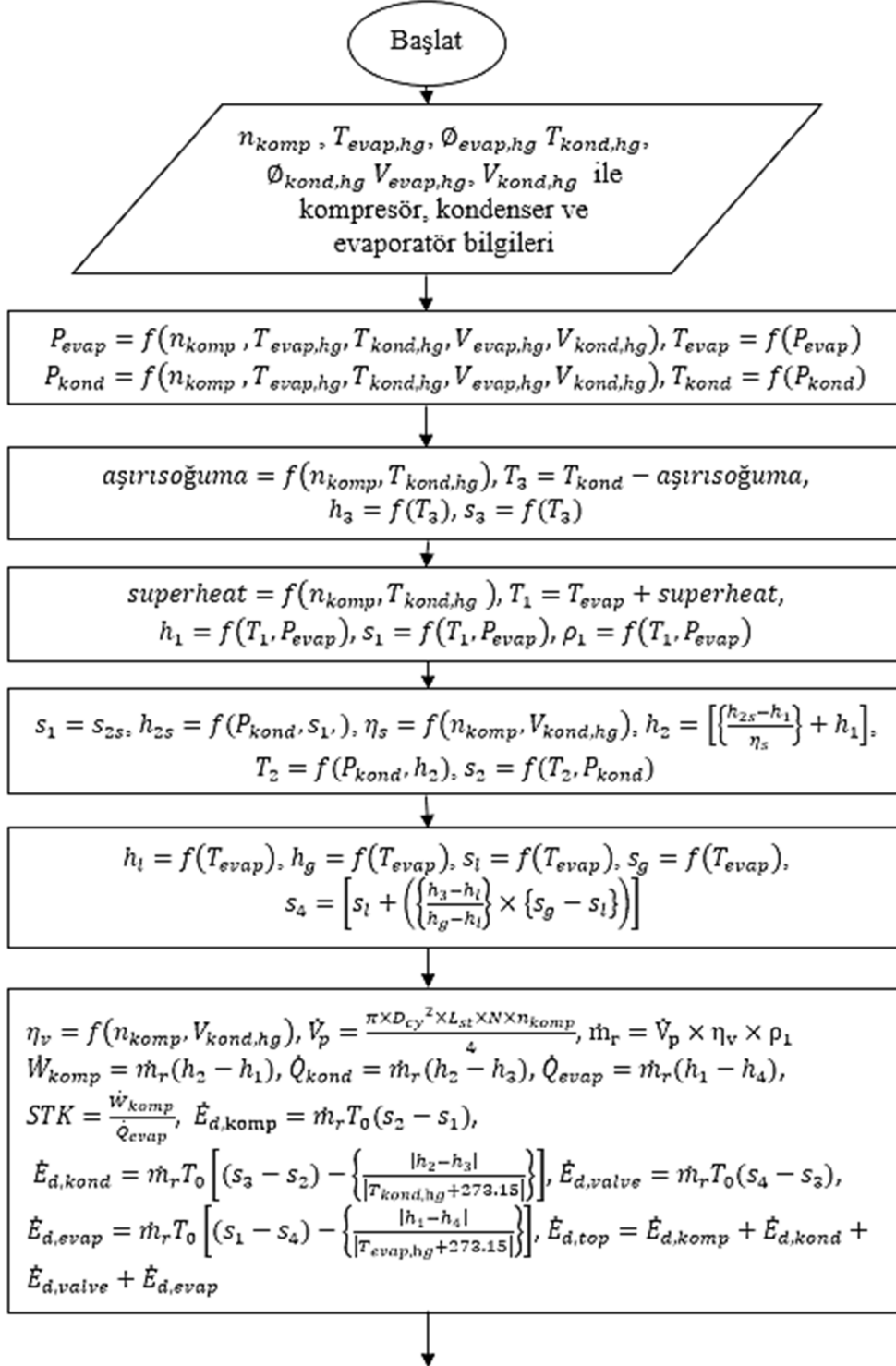
- [35] JOUDI, K. A., MOHAMMED, A. S. K., MOHAMMED, K. A., Experimental and computer performance study of an automotive air conditioning system with alternative refrigerants, *Energy Conversion and Management*, 44:2959–2976, 2003.
- [36] LEE, G.H., YOO, J.Y., Performance analysis and simulation of automobile air conditioning system, *International Journal of Refrigeration*, 23:243–254, 2000.
- [37] JABORDO, J.M.S., MAMANI, W.G., IANELLA, M.R., “Modelling and experimental evaluation of an automotive air conditioning system with a variable capacity compressor”, *International Journal of Refrigeration*, 25:1157–1172, 2002.
- [38] ESEN, D. Ö., HOŞÖZ, M., Geliştirilen Bilgisayar Programı Yardımıyla R12 ve R134a Kullanan Otomobil Klimalarının Performans Analizi, VI. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi.
- [39] HOSOZ, M. ve ERTUNC, H.M., Artificial neural network analysis of an automobile air conditioning system, *Energy Conversion and Management*, 46:1574–1587, 2006.
- [40] KAMAR, HM., AHMAD, R., KAMSAH, NB., MASTAFA AFM., Artificial Networks for Automotive Air-Conditioning Systems Performance Prediction. *Applied Thermal Engineering*, 50:63–70, 2013.
- [41] AKASAKA, R., TANAKA, K., HIGASHI, Thermodynamic Property Modeling for 2,3,3,3- Tetrafluoropropene (HFO-1234yf), *International Journal of Refrigeration*, 33:52–60, 2010.
- [42] TANAKA, K., HIGASHI, Thermodynamic Property of HFO-1234yf (2,3,3,3- Tetrafluoropropene), *International Journal of Refrigeration*, 33:474–479, 2010.
- [43] HIGASHI, Y., Thermophysical Property of HFO-1234yf and HFO-1234ze(E), 2010 International Symposium on Next-generation Air Conditioning and Refrigeration Technology, Tokyo, Japan, February 17-19, 2010.
- [44] AKASAKA R., KAYUKAWA Y., KANO Y., FUJI K., Fundamental Equation of State for 2,3,3,3-Tetrafluoropropene (HFO-1234yf), International Symposium on Next-generation Air Conditioning and Refrigeration Technology, Tokyo, Japan, February, 17–19, 2010.
- [45] NICOLA C. D., NICOLA G. D, PACETTI M., POLONARA F., and SANTORI G., P-V-T Behavior of 2,3,3,3-Tetrafluoroprop-1-ene (HFO-1234yf) in the Vapor Phase from (243 to 373) K, *J. Chem. Eng. Dats* 55:3302–3306, 2010.

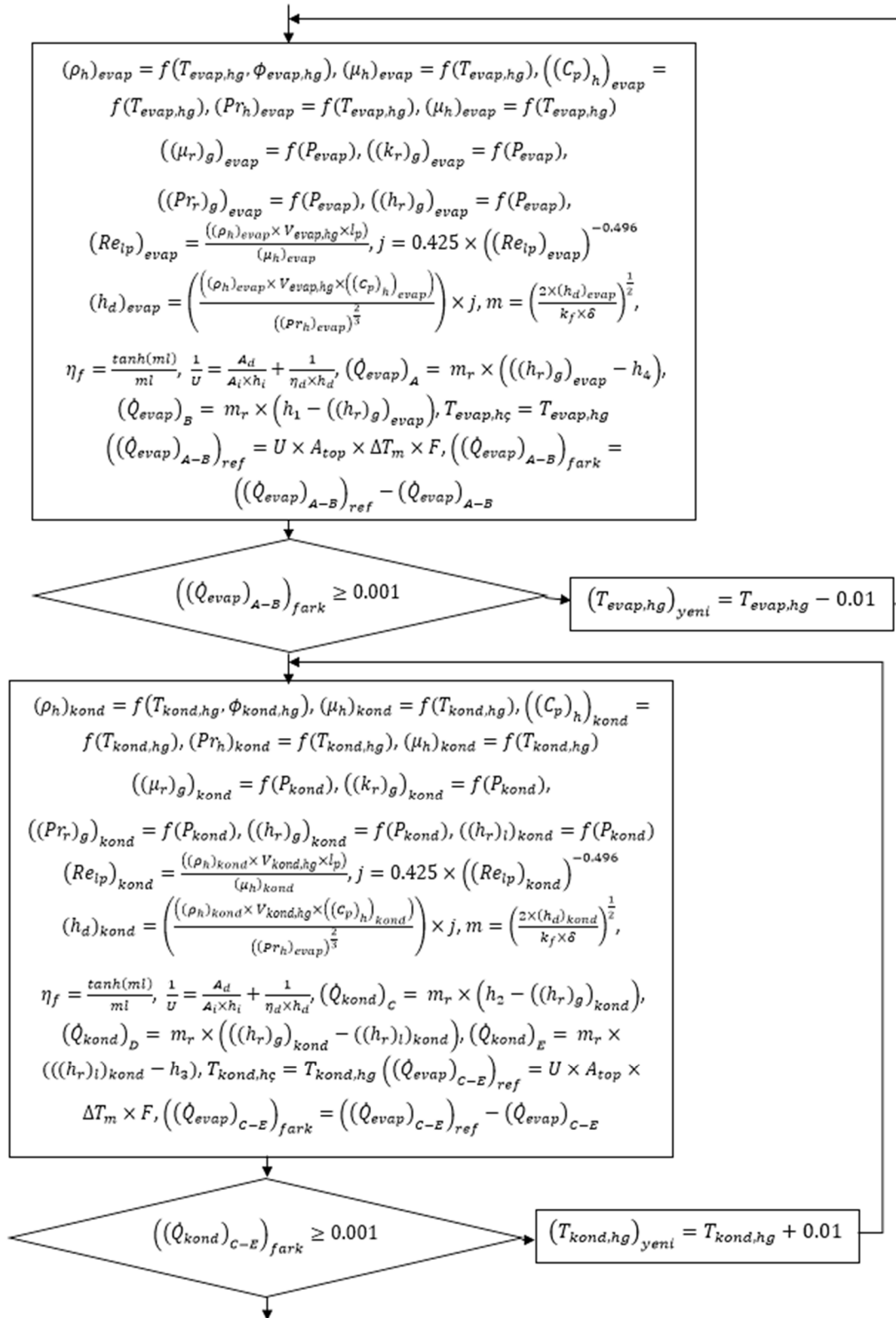
- [46] TANAKA K., HIGASHI Y., and AKASAKA R., Measurements of the Isobaric Specific Heat Capacity and Density for HFO-1234yf in the Liquid State, *J. Chem. Eng. Dats* 55:901–903, 2010.
- [47] NICOLA G. D., POLONARA F., SANTORI G., Saturated Pressure Measurements of 2,3,3,3-Tetrafluoroprop-1-ene (HFO-1234yf), *J. Chem. Eng. Dats* 55:201–204, 2010.
- [48] AKASAKA R., New Fundamental Equations of State with a Common Functional Form for 2,3,3,3-Tetrafluoropropene (R-1234yf) and Trans-1,3,3,3-Tetrafluoropropene (R-1234ze(E)), *Int. J. Thermophys* 32:1125–1147, 2011.
- [49] COL D. D., TORRESIN D., CAVALLINI A., Heat Transfer and Pressure Drop During Condensation of The Low GWP Refrigerant R1234yf, *International Journal of Refrigeration*, 33:1307–1318, 2010.
- [50] FEDELE L., BOBBO S., GROppo F., BROWN J. S., ZILIO C., Saturated Pressure Measurements of 2,3,3,3-Tetrafluoroprop-1-ene (R1234yf) for Reduced Temperatures Ranging From 0.67 to 0.93, *Journal of Chemical & Engineering Data* 2608-2612, 2011.
- [51] NETO M. A. M., BARBOSA J. R., Modeling of State and Thermodynamic Cycle Properties of HFO-1234yf Using a Cubic Equation of State, *J. of Braz. Soc. of Mech. Sci. & Eng* vol. XXXII pp. 461–467, 2010.
- [52] BROW J. S., ZILIO C., CAVALLINI A., Thermodynamic Properties of Eight Fluorinated Olefins, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 33, pp. 235–241, 2010.
- [53] LEMMON, E.W., M.L. HUBER, M.O. MCLINDEN, NIST Standard Reference Database 23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties—REFPROP, Version 9.0 (National Institute of Standards and Technology, Standard Reference Data Program, Gaithersburg, MD), 2010.
- [54] ARIAZONE, Automotive & Industrial Refrigerant Service Equipment, <http://www.ariazone.com/manuals/Automotive%20Air%20Conditioning%20Training%20Manual.pdf>, 2014.
- [55] ÇENGEL, Y., and BOLES, M., A., *Thermodynamics on Engineering Approach*, International edition, Mc Graw-Hill Companies, 1989.
- [56] ZHAO, Y., LIANG, Y., SUN, Y., CHEN, J., Development of mini-channel evaporator model using R1234yf as working fluid, *International Journal of Refrigeration* 35:2166-2178, 2012.
- [57] SHAN, KW., *Handbook of Air Conditioning and Refrigeration*, McGraw-Hill, 2000.

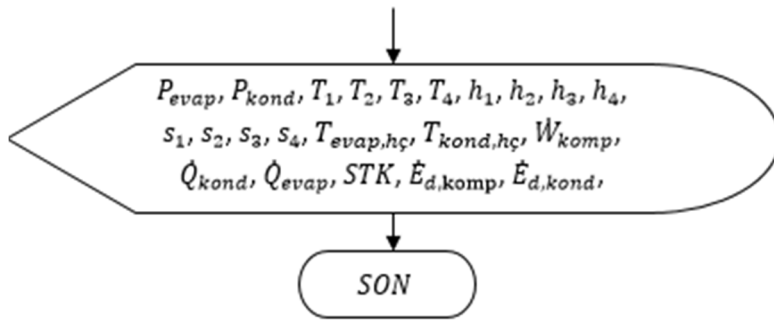
- [58] SHAH, RK., SEKULIC DP., Fundamentals of Heat Exchanger Design, John Wiley, Hoboken, 2003.
- [59] CHANG, YJ., WANG, CC., A generalized heat transfer correlation for louver fin geometry, Int. J. Heat Mass Transfer, 40(3):533-44, 1997.
- [60] WANG, CC., LEE, CJ., CHANG, CT., LIN, SP., Heat transfer and friction correlation for compact louvered fin-and-tube heat exchangers, International Journal of Heat and Mass Transfer, 42:1945-1956, 1999.
- [61] DONG, J., CHEN, J., CHEN, Z., ZHANG, W., ZHOU, Y., Heat transfer and pressure drop correlations for the multi-louvered fin compact heat exchangers, Energy Conversion and Management, 48:1506-1515, 2007
- [62] ALTINIŞIK, K., Uygulamalarla ısı transferi, Nobel yayım dağıtım, 2003.

## EKLER

EK 1. Otomobil klima sistemi simülasyon programı akış diyagramı.







## ÖZGEÇMİŞ

1978 yılında Antalya’da doğdu. İlk, orta ve lise öğrenimini Antalya’da tamamladı. 1999 yılında girdiği Kocaeli Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makine Eğitimi Bölümü’nden Otomotiv Öğretmeni olarak 2003 yılında mezun oldu. 2005 yılında Kocaeli Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yüksek Lisans programına kabul edildi. 2007 yılında Kocaeli Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yüksek Lisans programından mezun oldu ve 2009 yılında doktora eğitimine başladı. 2010 yılında Sakarya Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesinde Araştırma Görevlisi olarak çalışmaya başladı. Halen bu görevine devam etmekte ve Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Bölümünde Doktora öğrenimini sürdürmektedir. Evli ve bir çocuk babasıdır.